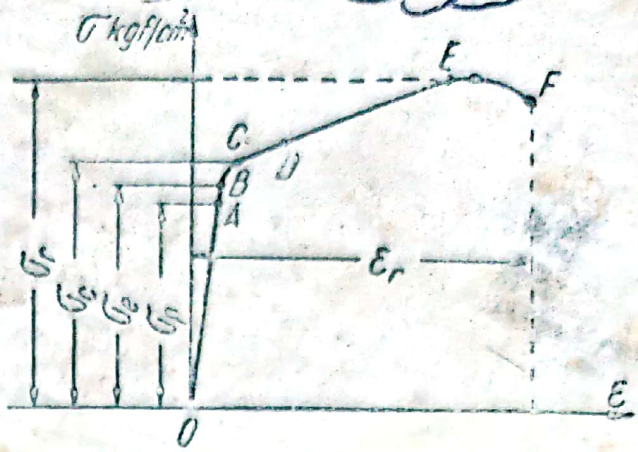
D. BOIANGIU
E. RIZESCU



MECANICA TEHNICĂ

II

EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ BUCUREȘTI – 1963

Scanned with OKEN Scanner

Ing. D. D. BOIANGIU Ing. E. RIZESCU

MECANICA TEHNICĂ

Vol II.

MANUAL PENTRU ȘCOLILE TEHNICE DE MAIȘTRI

EDITURA DIDACTICĂ ŞI PEDAGOGICĂ
BUCUREŞTI — 1963

Scanned with OKEN Scanner

Manualul a fost elaborat pe baza programei analitice aprobate de Ministerul Învățământului.

Referenți : Ing. R. VOINEA
Ing. L. SĂVEANU
Ing. ȘT. ENACHE

Scanned with OKEN Scanner

INTRODUCERE

Călăuzită de partid, clasa muncitoare din țara noastră a dobîndit importante succese ; producția industriei constructoare de mașini a căpătat un deosebit avînt.

Directivele Congresului al III-lea al P.M.R. pentru planul de dezvoltare a economiei naționale pe anii 1960—1965 prevăd ca sarcină fundamentală a planului economiei pe șase ani dezvoltarea bazei tehnico-materiale a socialismului, creșterea rapidă a forțelor de producție, în vederea desăvîrșirii construcției socialismului în Republica Populară Romînă.

Valoarea producției globale industriale va fi în anul 1965 de aproximativ 2,1 ori mai mare decît în 1959, ceea ce corespunde unui ritm mediu anual de creștere de circa 13%, și se prevede ca în 1975 să ajungă la un nivel de peste 26 de ori mai mare decît în 1938.

Principalele eforturi vor fi îndreptate spre: siderurgie, construcții de mașini, energie electrică, industrie chimică, extractivă și descoperirea de noi zăcăminte pentru baza de materii prime.

Paralel cu creșterea cantitativă a producției, o deosebită atenție a fost acordată ridicării nivelului tehnic și calitativ al produselor și ridicării nivelului tehnic al proceselor de producție.

Directivele Congresului al III-lea al P.M.R. precizează, printre altele, grija deosebită pentru ridicarea permanentă a eficacității tehnico-economice a mașinilor și utilajelor produse și fabricarea acelor mașini care reprezintă cel mai înalt nivel al tehnicii.

Modernizarea mașinilor a permis și importante reduceri ale consumului specific de materiale. Astfel, s-a redus consumul de metal la mașini și utilaje agricole, de transport, la rulmenți, transformatoare etc.

Buna funcționare a mașinilor, a mecanismelor, precum și rezistența construcțiilor de mașini depind de executarea corectă a organelor din care sînt construite mașinile.

Scanned with OKEN Scanner

Mecanizarea complexă a diferitelor ramuri din economia naţională, asigurarea cu noi feluri de maşini şi de mecanisme, automatizarea producţiei la un nivel şi mai înalt servesc la crearea bazei tehnico-economice a socialismului şi a comunismului; toate acestea au o importanţă imensă pentru sporirea producţiei, pentru uşurarea muncii, pentru ridicarea nivelului cultural şi tehnic al oamenilor muncii.

Mecanizarea şi automatizarea proceselor de producţie deschid noi perspective pentru creşterea accentuată a productivităţii muncii, obţinerea unui ritm rapid de dezvoltare a producţiei, contribuie la îmbunătăţirea calităţii producţiei de serie, asigură protecţia muncii.

Marile succese obţinute de U.R.S.S. în dezvoltarea tehnicii şi în mecanizarea şi automatizarea producţiei sînt de un mare sprijin pentru toate ţările care construiesc socialismul; acestea au în faţă exemplul marilor realizări şi documentaţia tehnică sovietică necesară pentru introducerea şi extinderea tehnicii noi în producţia industrială şi agricolă.

În multe întreprinderi şi uzine din ţara noastră s-a introdus mecanizarea şi automatizarea proceselor de producţie; succese importante s-au obţinut la Combinatul siderurgic-Hunedoara, Uzinele de ţevi de la Roman, Combinatul chimic nr.1, din Făgăraş, Uzinele de tractoare şi uzinele ,,Steagul roşu'' din Braşov etc. Se extinde automatizarea cu relee, cu contactoare, cu sisteme avînd reglaj automat cu comandă continuă.

În unele uzine din ţară există maşini de frezat cu copiere automată, de construcţie sovietică; la uzinele ,,23 August'' din Bucureşti şi alte uzine, ca: ,,1 Mai''-Ploieşti, ,,Steagul roşu''-Braşov, etc., se foloseşte o astfel de freză (prevăzută cu amplificatoare electronice) la executarea matriţelor pentru diferite piese, ca: biele, arbori cotiţi, care se matriţează.

La uzina ,,Steagul roşu'' din Braşov s-a organizat o linie automată de găurire a blocului motor al autocamionului S.R., folosindu-se astfel mai judicios maşinile-unelte, materialele şi sculele; trebuie menţionată şi linia de segmenţi de la Colibaşi.

În ultimii ani s-au realizat de poporul nostru muncitor măreţe construcţii cu obiective industriale; s-au construit noi furnale şi cuptoare Martin la Hunedoara şi Reşiţa laminoare la Roman şi Galaţi, Combinatul de zahăr şi ulei de la Podari, centralele electrice de la Borzeşti, Paroşeni, Doiceşti etc.

Industria maselor plastice se dezvoltă repede şi este în continuu progres. Masele plastice pe bază de răşini sintetice se comportă foarte bine în cele mai diferite domenii de aplicare. S-au introdus masele plastice ca material de construcţie, ca

Scanned with OKEN Scanner

înlocuitor de metal în domeniul construcţiilor de maşini, la instalaţiile de conducte din industria chimică, petrolieră, în transmisii cu benzi, şi pentru diferite articole de larg consum.

Pentru realizarea în continuare a programului de industrializare socialistă a ţării, este necesar ca numărul de cadre de muncitori calificaţi, tehnicieni şi maiştri să crească în mod corespunzător, iar actualele cadre să-şi ridice continuu nivelul cunoştinţelor tehnice.

Acest manual cuprinde cunoştinţe de mecanică tehnică aplicată, tratînd în partea I rezistenţa materialelor şi în partea a II-a organele de maşini. Manualul este elaborat la nivelul cunoştinţelor tehnice medii, pentru elevii şcolilor tehnice de maiştri şi ai şcolilor tehnice cu absolvenţi ai şcolilor medii.

Maiştrii, muncitorii de înaltă calificare şi tehnicienii trebuie să cunoască elementele componente ale maşinilor cu care lucrează, rolul lor funcţional, solicitările la care sînt supuse, evitarea suprasolicitărilor, comportarea organelor de maşini în exploatarea, executarea şi întreţinerea lor. De asemenea, cadrelor tehnice le sînt necesare cunoştinţe asupra caracteristicilor materialelor, pentru alegerea lor judicioasă de producţie.

Cunoaşterea elementelor de maşini, folosirea cea mai bună a utilajelor, sculelor şi materialelor în procesul de producţie aduc rezultate însemnate în mărirea productivităţii muncii, reducerea costului instalaţiilor şi a preţului de cost şi contribuie la îmbunătăţirea calităţii producţiei.

Maiştrii, muncitorii de înaltă calificare, tehnicienii trebuie să cunoască temeinic tehnica nouă, să o folosească pe deplin pentru dezvoltarea producţiei socialiste, să cunoască utilajul, elementele componente, astfel ca să obţină o producţie sporită la nivelul tehnicii moderne şi să contribuie la continua perfecţionare a maşinilor, a proceselor tehnologice de fabricaţie, în scopul realizării unor produse ieftine şi de calitate.

Scanned with OKEN Scanner

Partea I

REZISTENȚA MATERIALELOR

1. INTRODUCERE ÎN REZISTENȚA MATERIALELOR

1.1. Obiectul și problemele fundamentale ale rezistenței materialelor

Rezistența materialelor este disciplina care se ocupă cu studiul comportării anumitor materiale, din care se confecționează diversele piese, organe de mașini sau elemente de construcție, sub acțiunea forțelor.

Spre deosebire de mecanica teoretică, rezistența materialelor ține seama de calitățile reale ale corpurilor. În mecanica teoretică se studiază echilibrul și mișcarea corpurilor, în baza anumitori ipoteze simplificatoare, care, deși nu duc la rezultate reale, se apropie totuși destul de mult de adevăr. Astfel, în mecanica clasică corpurile se consideră rigide, fără posibilitatea de a se deforma, firul se consideră perfect flexibil; de asemenea, în hidraulică lichidul studiat este un lichid ideal, în aerodinamică fluidul este un fluid ideal etc. În mecanica teoretică se studiază deci echilibrul și mișcarea unor corpuri care nu corespund exact realității, rezultatele obținute fiind totuși satisfăcătoare din punct de vedere al exactității pentru nevoile curente ale tehnicii. Aceste corpuri reprezintă, prin proprietățile lor, modele mecanice.

În rezistența materialelor se studiază corpurile ținînd seama de proprietățile reale ale corpurilor solide solicitate de forțe. Astfel se ține seama de faptul că sub acțiunea forțelor corpurile se deformează după anumite reguli; de asemenea se ține seama că sub influența temperaturii comportarea materialului se schimbă etc.

Proprietățile corpurilor nu se mai stabilesc de data aceasta pe baza unor ipoteze teoretice, ci pe baza unor studii experimentale, prin încercări practice, care stabilesc proprietățile

Scanned with OKEN Scanner

reale ale materialelor. În acest mod rezultă că toate corpurile au calităţile reale, ce pot fi reprezentate prin proprietăţile materialelor din care sînt confecţionate şi care constituie deci, prin caracteristicile lor, de asemenea nişte modele mecanice reale.

Scopul studiului efectuat de disciplina rezistenţa materialelor este să rezolve următoarele probleme fundamentale:

a) să stabilească metode de calcul pentru determinarea rezistenţei pieselor; acest lucru se face fie pentru dimensionarea pieselor ce trebuie construite, fie pentru verificarea bunei comportări sub acţiunea sarcinilor, a pieselor gata construite;

b) să stabilească prin calcul cum şi în ce măsură se deformează piesele sub acţiunea sarcinilor;

c) să stabilească calităţile (materialul, dimensiunile etc.) pe care trebuie să le aibă piesele componente ale maşinilor sau ale construcţiilor ce se realizează, pentru ca să se asigure acestor piese o stabilitate a formei lor, precum şi o siguranţă de funcţionare corespunzătoare, îndeplinind în acelaşi timp şi condiţia de a fi cît mai ieftine.

În rezolvarea acestor probleme, calităţile pe care trebuie să le aibă maşinile şi construcţiile, acelea de a prezenta în acelaşi timp siguranţă în funcţionare şi de a fi şi ieftine, sînt opuse.

Prin aplicarea corectă a cunoştinţelor oferite de rezistenţa materialelor trebuie să se găsească soluţia cea mai bună între aceste două condiţii.

Pentru toate acestea, este necesar să se realizeze o îmbinare a cunoştinţelor teoretice de bază cu aplicarea lor în practică, cît mai bună. Pentru a putea dezvolta studiul rezistenţei materialelor, este necesar ca în prealabil să se cunoască elementele ce se predau în cadrul matematicii, fizicii, mecanicii teoretice, tehnologiei materialelor, desenului etc.

La rîndul ei, rezistenţa materialelor stă la baza altor discipline tehnice, ca: organe de maşini, maşini de ridicat şi transportat, motoare, maşini-unelte, scule etc. În toate cazurile, rezistenţa materialelor serveşte pentru a da metoda cea mai potrivită de calcul, de dimensionare sau de verificare.

Rezistenţa materialelor este o parte a mecanicii tehnice; elementele acestei discipline se bazează pe următoarele:

— rezultatele mecanicii teoretice;

— rezultatele experienţelor, obţinute prin încercările făcute asupra pieselor în laborator, precum şi rezultatele experienţelor obţinute prin comportarea lor în practică în timpul funcţionării lor;

Scanned with OKEN Scanner

— cunoştinţele de matematică, folosite ca instrument de lucru, cunoştinţele de tehnologie, care servesc pentru alegerea materialelor şi a metodelor de prelucrare.

De multe ori, cerinţele practicii, care reclamă rezolvarea unor probleme noi, sînt aşa de mari, încît materialele existente şi metodele de calcul de dimensionare sau de verificare nu mai corespund. Astfel, utilizarea vitezelor mari în tehnică în general şi în aviaţie în special, realizarea planşeelor de deschideri mari, problemele dinamicii, problemele economice legate de reducerea preţului de cost au dus la îmbunătăţirea continuă a metodelor de calcul şi de proiectare, la crearea de metode noi, precum şi la folosirea unei tehnologii mai avansate şi la utilizarea de materiale noi, superioare celor folosite anterior. Progresul general al tehnicii este astfel strîns legat de dezvoltarea şi perfecţionarea rezistenţei materialelor.

Studiul rezistenţei materialelor a constituit încă din antichitate o preocupare deosebită pentru tehnicieni. Construcţiile de poduri, palate, piramide, realizate în antichitate, dovedesc o pricepere deosebită în tehnică a constructorilor din acele vremuri.

Cu toate acestea, dezvoltarea rezistenţei materialelor ca disciplină de sine stătătoare, cu un suport teoretic bine fundamentat, datează din anul 1638, cînd savantul italian Galileo Galilei şi-a publicat lucrarea sa „Discorsi e dimonstrazioni matematiche", în care prezintă o serie de studii de rezistenţa materialelor legate de dimensionarea grinzilor, planşeelor, punţilor etc.

Ulterior, dezvoltarea rezistenţei materialelor a mers paralel cu dezvoltarea tehnicii construcţiilor şi a construcţiilor de maşini şi este legată de activitatea unor oameni de ştiinţă, ingineri celebri.

Studiile lui Hooke, bazate pe încercările de laborator şi cercetările sale teoretice, au stabilit caracteristicile tehnice ale anumitor materiale folosite curent în tehnică.

Leonard Euler, membru activ al Academiei de Ştiinţe din Petersburg, a reuşit să rezolve probleme de cea mai mare importanţă pentru studiul rezistenţei materialelor şi în special problema stabilităţii barelor comprimate.

Savanţii D. I. Juravski, H. S. Golovin, F. S. Iasinski şi N. A. Beleliubski şi în ultimii ani Hertz, Ponomarev, Beleaev şi alţi savanţi sovietici au dezvoltat teoriile moderne la cel mai înalt nivel ştiinţific, acestea constituind un îndreptar de mare folos pentru toţi oamenii de ştiinţă din lume.

Scanned with OKEN Scanner

1.2. Clasificarea forţelor care acţionează asupra elementelor de maşini sau de construcţii

a. *Forţe exterioare*. Corpurile sînt solicitate de sisteme de forţe exterioare, care în fond se reduc la forţe rezultante exterioare şi la cupluri de forţe exterioare. În limbajul curent, aceste forţe exterioare, cu excepţia reacţiunilor, sînt numite sarcini. Astfel, greutatea unui organ de maşină sau a unui element de construcţie, forţa aburilor ce lucrează asupra pistonului unei maşini cu abur, forţa transmisă de piston asupra tijei pistonului etc. sînt exemple de sarcini. Aceste sarcini acţionează asupra corpurilor în mod diferit. Forţele care acţionează asupra pieselor sînt fie forţe de volum, care acţionează asupra fiecărui element de volum (de exemplu greutatea proprie), fie forţe de interacţiune între elementul dat şi elementele vecine sau elementul dat şi mediul înconjurător (apa, aburul, aerul etc.) Aceste forţe sînt cuprinse în termenul de forţe exterioare sau sarcini, prin aceasta înţelegînd că ele sînt rezultatul acţiunii mediului înconjurător sau elementelor vecine asupra elementului studiat. Aceste sarcini acţionează asupra corpurilor în mod diferit. Se disting astfel: sarcini concentrate şi sarcini distribuite.

Sarcinile concentrate sînt forţele exterioare care se transmit la un element de construcţie prin intermediul unei suprafeţe ale cărei dimensiuni sînt foarte mici în comparaţie cu dimensiunile întregului element. În calcule se consideră că forţa concentrată este aplicată într-un punct, rezultatele ce se obţin fiind acceptabile pentru nevoile practicii. Ca exemplu se poate da greutatea unui corp oarecare; în acest caz ea se consideră ca un vector aflat în centrul de greutate.

Forţele aplicate în mod continuu pe o anumită lungime sau suprafaţă a elementului se numesc sarcini distribuite. Un exemplu îl constituie un strat de nisip de grosime constantă sau variabilă, turnat pe trotuarul unui pod. Sarcina distribuită poate fi uniform sau neuniform distribuită. Un alt exemplu îl constituie chiar greutatea proprie a grinzilor ce formează podul sau construcţia respectivă. Sarcinile concentrate se măsoară în unităţi de forţă, tone-forţă (tf), kilograme-forţă (kgf), iar cele distribuite — în tf/m^2 sau tf/m sau kgf/m^2, kgf/m sau kgf/cm^2, kgf/cm după cum sînt distribuite pe suprafaţă sau lungime. Se mai deosebesc sarcini permanente şi sarcini mobile, după cum ele acţionează pe toată durata existenţei construcţiei sau numai într-un interval de timp. Un alt mod de a împărţi sarcinile poate fi următorul:

— sarcini statice, care o dată aplicate nu variază sau au variaţii mici neglijabile, elementul fiind în echilibru;

— sarcinile dinamice, care apar în cazul sarcinilor aplicate brusc, sau sînt variabile periodic în timp.

Sarcinile aplicate brusc sau şocurile iau naştere în urma variaţiei lor rapide, cauzînd variaţia bruscă a vitezi elementelor construcţiei.

Sarcinile variabile periodic în timp acţionează asupra elementelor de construcţie şi asupra organelor de maşini, repetîndu-se de un număr mare de ori.

Trebuie remarcate forţele cunoscute din mecanică sub numele de reacţiuni. Ele sînt de regulă necunoscute la începutul

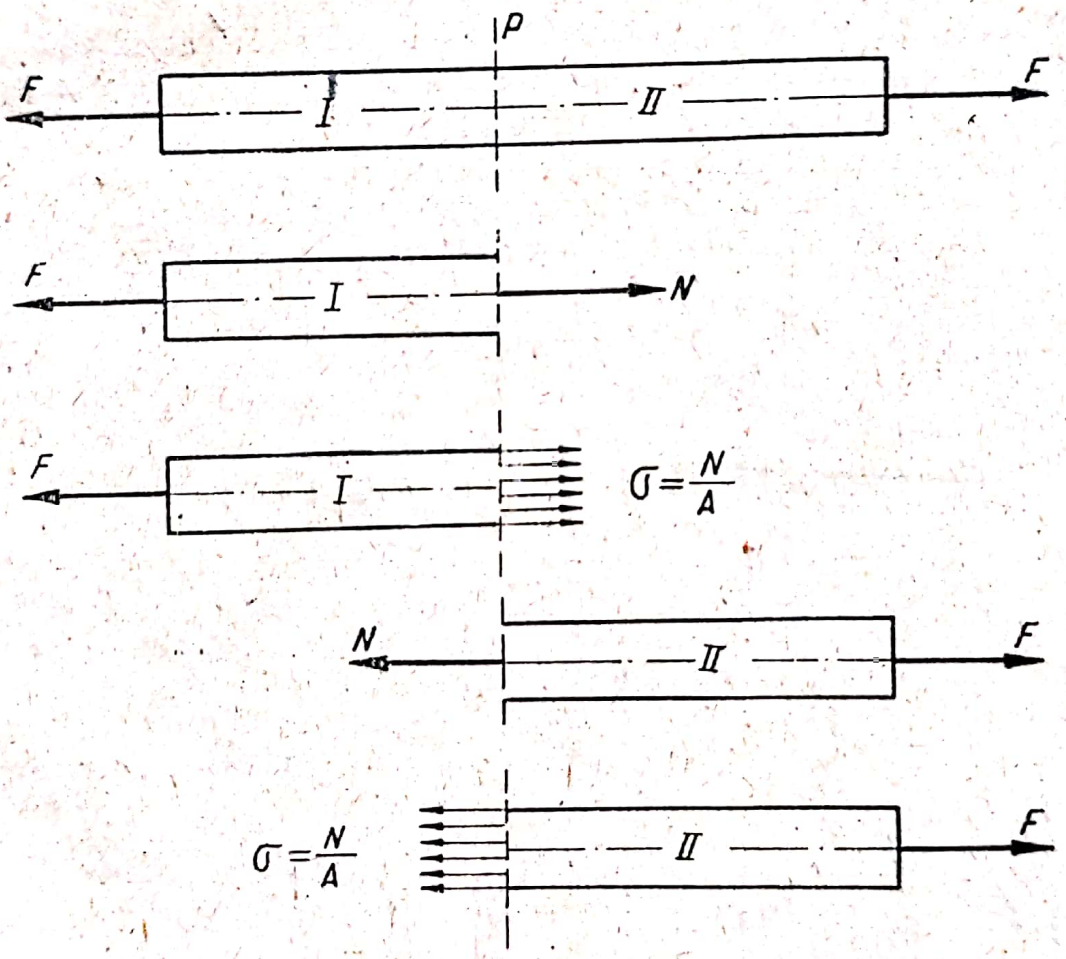


Fig. 1. Bară solicitată la întindere.

calculului şi se determină prin metodele mecanicii teoretice, stabilite pentru determinarea reacţiunilor ce acţionează asupra corpurilor în echilibru sau în mişcare.

b. *Forţe interioare.* În interiorul corpurilor acţionate de forţe exterioare (sarcini) se nasc forţe interioare, care se opun

despărțirii corpului în mai multe părți. Aceste forțe se nasc datorită coeziunii moleculelor și datorită proprietăților mecanice ale materialului.

Fie un corp (fig. 1) ce are forma unei bare, supusă la întindere, aflată în echilibru sub acțiunea forțelor exterioare care îi sînt aplicate. Dacă se consideră că se împarte corpul în două părți I și II printr-un plan P și fiecare parte se află în echilibru, așa cum era tot corpul, se poate deduce că, în secțiunea menționată, asupra părții I lucrează forțele de acțiune a părții II, și reciproc, asupra părții II lucrează forțele de acțiune ale părții I. Se deduce din aceasta că forțele interioare N ce lucrează asupra unei părți se echilibrează cu forțele exterioare ce lucrează asupra acestei părți.

Forța interioară se numește în mod curent efort și este deci forța care se naște într-o secțiune a unui organ de mașină cînd aceasta este supusă la sarcini.

Efortul unitar este raportul dintre forța interioară și secțiunea asupra căreia acționează aceasta. Efortul unitar σ se exprimă în unități de forță raportate la suprafață (fig. 1):

$$\sigma = \frac{N}{A} \text{ kgf/cm}^2.$$

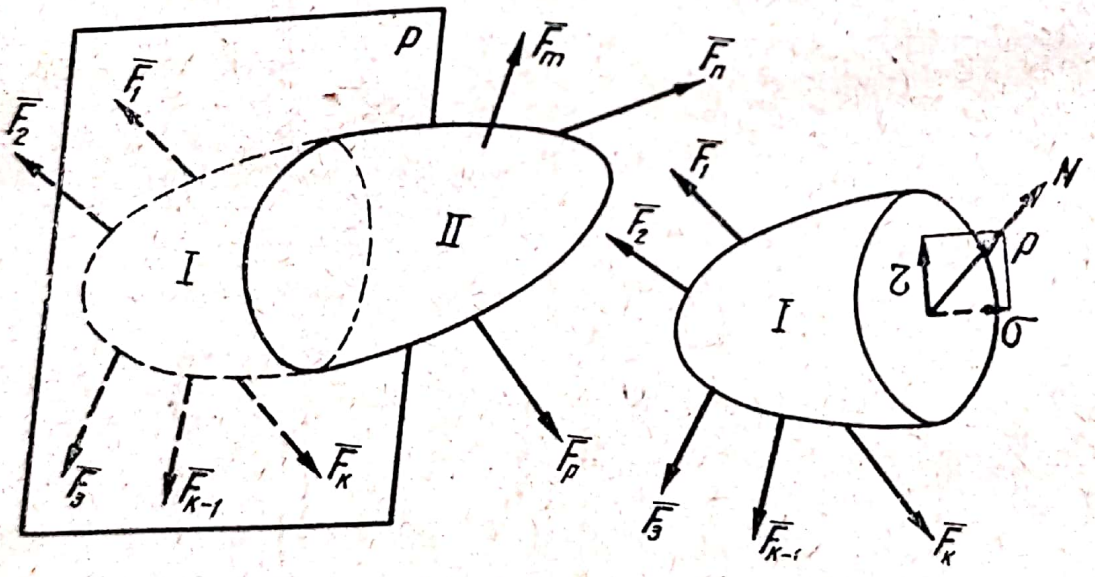


Fig. 2. Corp solicitat de un sistem de forțe exterioare.

Pentru a ilustra mai bine modul în care se produc eforturile interioare se poate lua cazul unui corp oarecare solicitat de un sistem de forțe exterioare (fig. 2). Dacă se consideră că

se împarte corpul în două părţi I şi II printr-un plan P, fiecare parte continuînd să se afle în echilibru, se poate deduce că asupra părţii I acţionează, în cazul general, partea II cu o forţă de legătură N şi un cuplu, şi reciproc. Forţele exterioare care acţionează asupra unei părţi se echilibrează cu forţa interioară ce se produce în secţiunea formată de planul P.

Se deosebesc:

— efortul unitar total p, care este raportul dintre forţa interioară N şi aria secţiunii A;

— efortul unitar normal σ, care este componenta după direcţia normală la secţiune a efortului total p;

— efortul unitar tangenţial τ, care este componenta cuprinsă în planul secţiunii a efortului unitar p.

Cele trei eforturi unitare formează un triunghi dreptunghic, astfel că se poate folosi relaţia:

$$p^2 = \sigma^2 + \tau^2.$$

Efortul unitar ce se naşte într-o piesă supusă unei sarcini determinate se numeşte efort unitar efectiv.

Pentru a dimensiona o piesă nouă trebuie să se ţină cont de faptul că efortul unitar nu trebuie să depăşească o anumită limită, o anumită valoare care este caracteristică pentru fiecare material în parte, şi se numeşte efort unitar admisibil sau rezistenţă admisibilă şi care se înseamnă cu σ_a, respectiv τ_a.

Efortul unitar la care se produce ruperea materialului se numeşte rezistenţa de rupere şi se înseamnă cu σ_r, respectiv τ_r.

Raportul dintre rezistenţa de rupere şi efortul unitar admisibil poartă numele de coeficient de siguranţă c:

$$c = \frac{\sigma_r}{\sigma_a}.$$

1.3. Noţiuni generale despre proprietăţile mecanice ale materialelor folosite în construcţia de maşini

Orice corp supus acţiunii unui sistem de forţe se deformează. La unele corpuri confecţionate din anumite materiale, această deformaţie este destul de mare şi vizibilă. În cazul altor materiale însă, deformaţia este foarte mică, mărimea ei fiind greu de stabilit cu ochiul liber; în acest caz, pentru stabilirea deformaţiei este necesar să se apeleze la instrumente de măsurat speciale. Convingătoare sînt două exemple, şi

Scanned with OKEN Scanner

anume: o bandă de cauciuc şi una de oţel, de dimensiuni egale. Sub acţiunea a două forţe care supun banda la întindere, se constată uşor că banda de cauciuc se lungeşte destul de uşor şi dacă forţele nu sînt prea mari, după încetarea lor aceasta revine la dimensiunea iniţială. În acest caz, deformaţia este vizibilă, de o dimensiune mare. Dacă se încearcă acelaşi lucru cu o bandă de oţel, se constată că, pentru a se realiza deformaţia acesteia, este necesar să fie solicitată de forţe foarte mari; totodată se mai constată că deformaţia este foarte mică, aproape invizibilă, şi trebuie măsurată cu instrumente de precizie. Din cauză că deformaţia este aşa de mică, există chiar impresia falsă că piesa din oţel nu s-a deformat.

În realitate, toate corpurile, indiferent din ce material sînt confecţionate, se deformează sub acţiunea forţelor exterioare.

Pentru anumite materiale şi sub anumite limite ale intensităţii forţelor, corpurile deformate revin la dimensiunile iniţiale (deformaţiile dispar) cînd acţiunea forţelor încetează.

Proprietatea corpurilor de a se deforma sub acţiunea forţelor şi de a reveni la forma iniţială cînd această acţiune încetează se numeşte *elasticitate*, iar deformaţiile respective se numesc *deformaţii elastice*. În multe cazuri, corpurile deformate nu mai revin la dimensiunile iniţiale o dată cu încetarea acţiunii forţelor; în acest caz avem de-a face cu deformaţii permanente sau plastice. Proprietatea corpurilor de a se deforma sub acţiunea forţelor şi de a nu reveni de la forma deformată poartă numele de *plasticitate*. Rezistenţa materialelor se ocupă de studiul corpurilor care au proprietatea de elasticitate.

Dacă forţele ce acţionează asupra unui corp elastic depăşesc anumite limite, se observă că acest corp pierde din proprietăţile sale elastice şi capătă deformaţii permanente. În acest caz se poate spune că materialul respectiv a trecut din domeniul elastic în domeniul plastic.

Comportarea elastică a corpurilor este diferită de la material la material, deoarece fiecare material în parte are caracteristica sa elastică.

Se poate constata că pentru anumite materiale caracteristica lor elastică nu este aceeaşi în toate direcţiile din piesa respectivă.

Proprietatea materialelor de a avea în orice direcţie aceleaşi caracteristici elastice poartă numele de *izotropie*.

Proprietatea materialelor de a-şi schimba caracteristicile elastice de la o direcţie la alta se numeşte *anizotropie*.

Scanned with OKEN Scanner

Valorile și natura deformațiilor sînt legate de structura materialelor folosite. Toate aceste materiale pot fi împărțite în două categorii: cristaline și amorfe.

Materialele cristaline sînt formate dintr-un număr foarte mare de particule cristaline. Fiecare dintre aceste particule este formată dintr-un sistem de atomi ce formează o rețea cristalină, în care atomii sînt dispuși în rînduri regulate.

Materialele amorfe sînt formate din particule la care nu se mai întîlnește această rețea cristalină.

Din punct de vedere al mărimii deformațiilor care se produc în timpul solicitării pînă la rupere, materialele pot fi clasificate în două grupe:

— materiale tenace, care se deformează mult înainte de a se rupe (exemplu: oțelul, cuprul, aluminiul etc.);

— materiale casante sau fragile, care se rup brusc fără a se fi deformat apreciabil (exemplu: fonta, betonul, porțelanul, materiale ceramice și sticloase etc.).

Deformația unei piese solicitate este de două feluri: liniară și unghiulară.

Deformația liniară este modificarea oricărei lungimi a unui corp supus la sarcini. Deformația liniară poate fi lungire sau scurtare după cum lungimile inițiale se măresc sau se micșorează sub acțiunea sarcinilor. Deformația liniară este dată de relația $\Delta l = l_1 - l_0$, unde l_0 este lungimea inițială și l_1 este lungimea finală. Lungirea specifică ε este raportul dintre lungirea piesei și lungimea inițială:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}.$$

Lungirea specifică este independentă de lungimea barei și permite compararea deformațiilor liniare ale barelor de lungimi diferite.

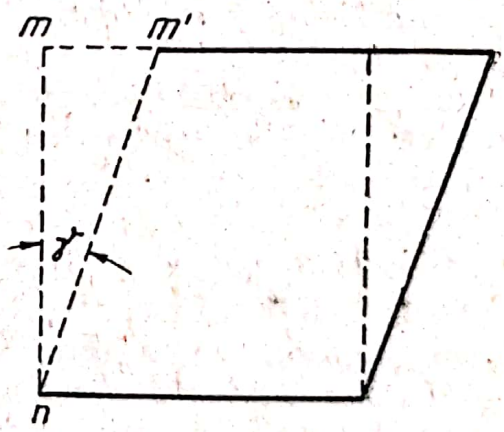


Fig. 3. Deformația unghiulară.

Deformația unghiulară sau lunecarea este modificarea unghiurilor drepte din corp.

Deformația unghiulară exprimată prin raportul a două lungimi poartă numele de lunecare specifică (fig. 3); astfel:

$$\gamma = \frac{mm'}{mn}.$$

Valoarea efortului unitar după depășirea căruia materialul începe să capete deformații permanente foarte mici se numește limită de elasticitate și trebuie să fie mai mare sau cel puțin egală cu rezistența admisibilă.

Valoarea efortului unitar ce se produce sub acțiunea unei sarcini într-o secțiune poartă numele de efort unitar efectiv și se notează cu σ_{ef}, respectiv τ_{ef}.

La piesele solicitate se impune ca σ_{ef} să nu depășească niciodată σ_a pentru a nu fi periclitate:

$$\sigma_{ef} \leqslant \sigma_a;$$

aceasta este condiția de rezistență a unei piese.

1.4. Schema de principiu de lucru în rezolvarea problemelor de rezistență

Rezolvarea problemelor de rezistența materialelor implică realizarea condițiilor corespunzătoare unei bune și sigure funcționări a pieselor.

Orice problemă de rezistența materialelor implică de la bun început rezolvarea unei probleme de mecanică teoretică, de statică sau dinamică, care să stabilească sarcinile (forțele și cuplurile de forțe) exterioare care acționează asupra corpului. Pentru aceasta, se scriu ecuațiile de echilibru ale forțelor exterioare (respectiv ecuațiile dinamice ale corpurilor în cazul mișcării) și se determină forțele exterioare necunoscute, inclusiv reacțiunile.

Odată determinate forțele exterioare, e necesar să se stabilească eforturile la care este solicitat corpul. În acest scop trebuie determinate forțele interioare, aceasta realizîndu-se prin metoda secțiunilor. Metoda constă în a considera un corp aflat sub acțiunea forțelor exterioare în echilibru, secționat prin planul P în două părți I și II (fig. 2), care la rîndul lor trebuie să fie în echilibru.

Studiind de exemplu partea I se constată că asupra sa acționează forțele exterioare date, iar în planul secțiunii, forțele interioare, care înlocuiesc acțiunea părții II asupra părții I.

Metoda este folosită pentru scoaterea la iveală a forțelor interioare și reprezintă o ipoteză de lucru, iar secțiunea este

Scanned with OKEN Scanner

doar presupusă, deoarece ea nu modifică cu nimic starea corpului dat, părţile I şi II fiind considerate în echilibru, ca de altfel întreg corpul.

Rezultă din cele arătate că forţele interioare care acţionează asupra părţii II se echilibrează cu forţele exterioare aplicate asupra acestei părţi şi că deci pentru determinarea forţelor interioare se pot scrie condiţiile de echilibru ale părţii II ca un corp luat separat.

După determinarea forţelor interioare este uşor să se procedeze la dimensionarea sau verificarea piesei respective. Este evident că se poate trece şi la determinarea deformaţiilor pe care le suportă piesa. În anumite cazuri se procedează şi la un calcul de verificare a stabilităţii şi rigidităţii piesei.

În rezumat, rezolvarea unei probleme de rezistenţa materialelor implică în principiu următoarele etape:

1. stabilirea tuturor forţelor exterioare aplicate corpului, inclusiv a reacţiunilor;
2. stabilirea forţelor interioare în diversele secţiuni ale corpului şi a eforturilor unitare respective;
3. alegerea materialului necesar corespunzător sarcinilor şi stabilirea valorii rezistenţei admisibile;
4. stabilirea sau verificarea dimensiunilor piesei şi ale eforturilor unitare efective;
5. verificarea stabilităţii şi rigidităţii piesei.

1.5. Ipoteze de bază în studiul rezistenţei materialelor

Pentru a uşura rezolvarea problemelor fundamentale ce se pun în rezistenţa materialelor, se fac unele ipoteze simplificatoare asupra structurii şi a comportării materialelor sub acţiunea sarcinilor. Aceste ipoteze admise în rezistenţa materialelor sînt suficient de apropiate de realitate şi sînt confirmate de experienţe, iar calculele bazate pe ele duc la rezultate satisfăcătoare.

Ipotezele principale şi principiul admise în general sînt următoarele:

— ipoteza izotropiei;
— ipoteza deformaţiilor mici;
— ipoteza elasticităţii perfecte;
— ipoteza lui Bernoulli;
— principiul suprapunerii efectelor.

Ipoteza izotropiei. Deşi materialele utilizate nu sînt perfect izotrope, ele fiind constituite din cristale sau avînd un carac-

ter fibros, se admite în majoritatea cazurilor că sînt perfect izotrope. Cînd ipoteza izotropiei nu este admisibilă, este necesar să se specifice acest lucru. De exemplu, în cazul lemnului e necesar să se ţină seama de faptul că rezistenţa la strivire în direcţie perpendiculară pe fibre diferă categoric de rezistenţa sa în direcţia fibrelor.

Ipoteza deformaţiilor mici. În rezistenţa materialelor se consideră că alungirile şi lunecările ce se produc într-un corp au valori foarte mici în comparaţie cu dimensiunile corpului. Acest lucru permite o simplificare importantă, şi anume aceea că permite aplicarea ecuaţiilor mecanice întocmai ca la un solid rigid. Astfel, calculul reacţiunilor se face uşor în ipoteza corpului rigid.

Ipoteza elasticităţii perfecte. Această ipoteză se consideră valabilă atît timp cît corpul se află în zona elastică; ea este uşor de acceptat atît timp cît se admite şi ipoteza deformaţiilor mici.

Ipoteza lui Bernoulli sau a secţiunilor plane. Conform acestei ipoteze se admite că o secţiune normală pe axa barei înainte de deformare rămîne plană şi după deformare. Această ipoteză deosebit de importantă ajută la stabilirea distribuţiei eforturilor unitare ale pieselor solicitate la compresiune, întindere, răsucire sau la încovoiere.

Principiul suprapunerii efectelor, cunoscut şi sub numele de principiul independenţei acţiunii forţelor, constituie o lege generală a fizicii. Potrivit acestui principiu, efectele diferitelor sarcini ce acţionează simultan asupra aceleiaşi piese se studiază separat şi se însumează vectorial, rezultatul fiind acelaşi ca şi în cazul acţiunii simultane. Principiul suprapunerii efectelor este valabil atîta timp cît între forţele exterioare şi deformaţii există relaţii liniare, deoarece deformaţiile fiind mici, erorile sînt neglijabile. Există situaţii în care principiul suprapunerii efectelor nu mai este valabil, de exemplu în cazul problemelor de stabilitate.

Aceste ipoteze simplificatoare uşurează calculul şi permit prin aceasta o rezolvare mai comodă şi mai expeditivă a problemelor curente de rezistenţa materialelor.

1.6. Tipurile de solicitări

După modul în care acţionează sarcinile şi se produc eforturile interioare, se deosebesc cinci feluri de solicitări simple: întinderea, compresiunea, forfecarea, răsucirea şi încovoierea.

Scanned with OKEN Scanner

Practic se întîlnesc şi cazuri de solicitări mai complicate, rezultate din combinarea a două sau mai multe solicitări simple; în acest caz, ele se numesc solicitări compuse.

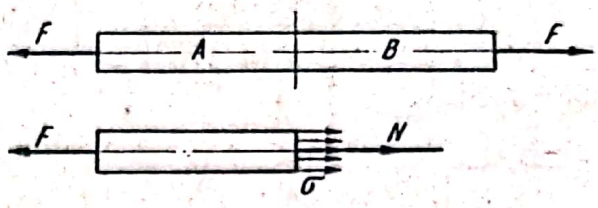


Fig. 4. Bară solicitată la întindere.

Întinderea. Dacă la capetele unei bare AB (fig. 4) se aplică forţe F, egale ca mărime, în sens opus, pe acelaşi suport, ce coincide cu axa barei, aceste forţe produc deformarea barei, lungind-o. Într-o secţiune oarecare, transversală, normală pe axa, se nasc eforturi unitare normale la secţiune, σ.

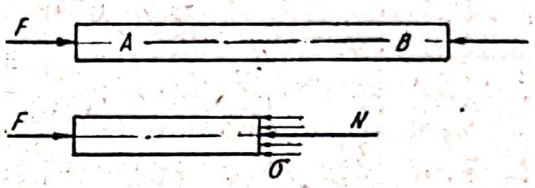


Fig. 5. Bară solicitată la compresiune.

Efortul unitar normal este îndreptat din secţiune către exterior şi se consideră de semn pozitiv (întindere). Ca exemple de piese solicitate la întindere simplă se pot da: curelele de transmisie, conductele electrice aeriene, cablurile ascensoarelor, zaua de lanţ etc.

Compresiunea. Dacă la capetele unei bare AB (fig. 5) se aplică forţe F egale ca mărime, în sens opus, pe acelaşi suport ce coincide cu axa barei, aceste forţe produc deformarea barei, scurtînd-o. Într-o secţiune oarecare, transversală, normală pe axă, se nasc eforturi unitare normale la secţiune, σ. Efortul unitar normal este îndreptat din secţiune către interior şi se consideră de semn negativ.

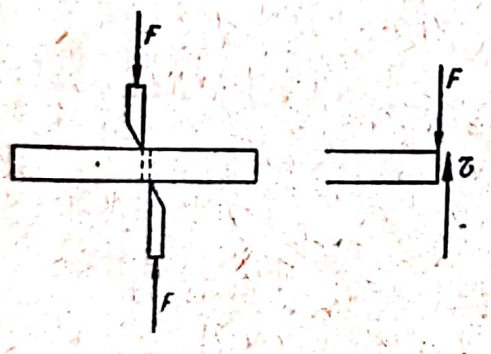


Fig. 6. Solicitarea la forfecare.

Ca exemplu de piese solicitate la compresiune se pot da: stîlpii construcţiilor, tija pistonului la o locomotivă cu abur etc.

Forfecarea. Fenomenul de forfecare are loc dacă un corp este acţionat de două forţe paralele egale şi opuse, cu liniile de acţiune la o distanţă foarte mică una de alta şi care în felul acesta tind să deplaseze una dintre părţile barei faţă de cealaltă. În secţiunea în care acţionează forţele se nasc eforturi unitare tangenţiale τ (fig. 6).

Exemple de solicitare la forfecare se pot da: nitul care asamblează două table (fig. 7), unele îmbinări prin şuruburi, unele îmbinări cu pene etc.

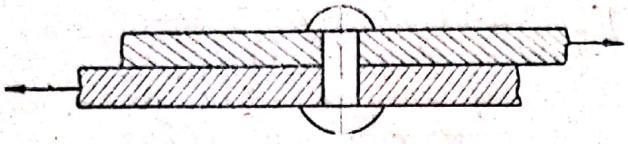


Fig. 7. Nit solicitat la forfecare.

Răsucirea. Fenomenul de răsucire are loc dacă asupra unei bare acţionează două cupluri egale şi opuse, în plane perpendiculare pe axa barei, aflate la o oarecare distanţă unul de altul, tinzînd să producă o deformaţie de rotire a unei secţiuni faţă de alta. În secţiune se nasc eforturi unitare tangenţiale τ. Se poate da ca exemplu de solicitare la răsucire un arbore încastrat la un capăt (fig. 8).

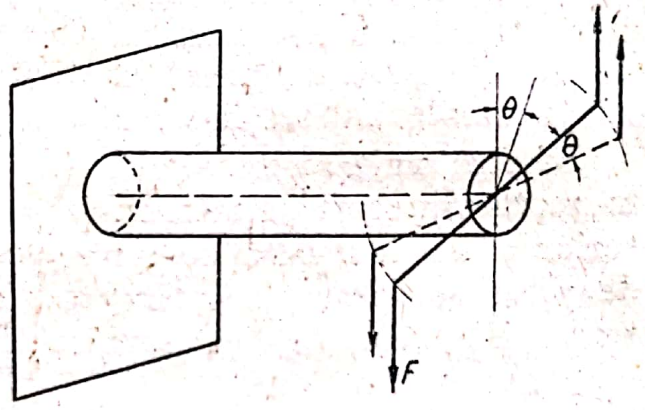


Fig. 8. Solicitarea la răsucire a unui arbore încastrat la un capăt.

Încovoierea. Fenomenul de încovoiere are loc dacă asupra unei bare sprijinite la capete acţionează forţele F_1, F_2, F_3 perpendiculare pe axa ei, sau cupluri tinzînd să producă deformarea ei în sensul curbării axei longitudinale (fig. 9). Exemple de piese solicitate la încovoiere sînt: grinzile podurilor, construcţiilor, podului rulant etc.

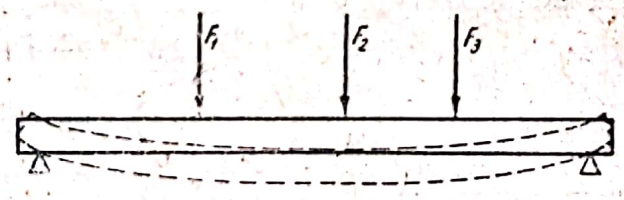


Fig. 9. Bară solicitată la încovoiere.

Solicitări compuse. În construcţii, diferitele elemente sau organe de maşini sînt solicitate uneori simultan la mai multe solicitări simple. În acest caz, eforturile unitare se influenţează reciproc şi duc la un efort rezultant, care trebuie calculat în mod corespunzător.

2. ÎNTINDEREA ŞI COMPRESIUNEA

2.1. Consideraţii generale asupra comportării materialelor

2.11. Definirea şi caracterizarea solicitării. Cazul cel mai simplu de întindere sau compresiune centrică se întîlneşte la bara prismatică solicitată de două forţe egale şi de sens opus,

Scanned with OKEN Scanner

aplicate în secţiunile de la capete şi dirijate după axa barei, care deformează bara. Dacă aceste forţe sînt dirijate către exteriorul secţiunilor de la capete, apare fenomenul de întindere (fig. 10, *a*) iar dacă sînt dirijate către interiorul secţiunilor, apare compresiunea (fig. 10, *b*).

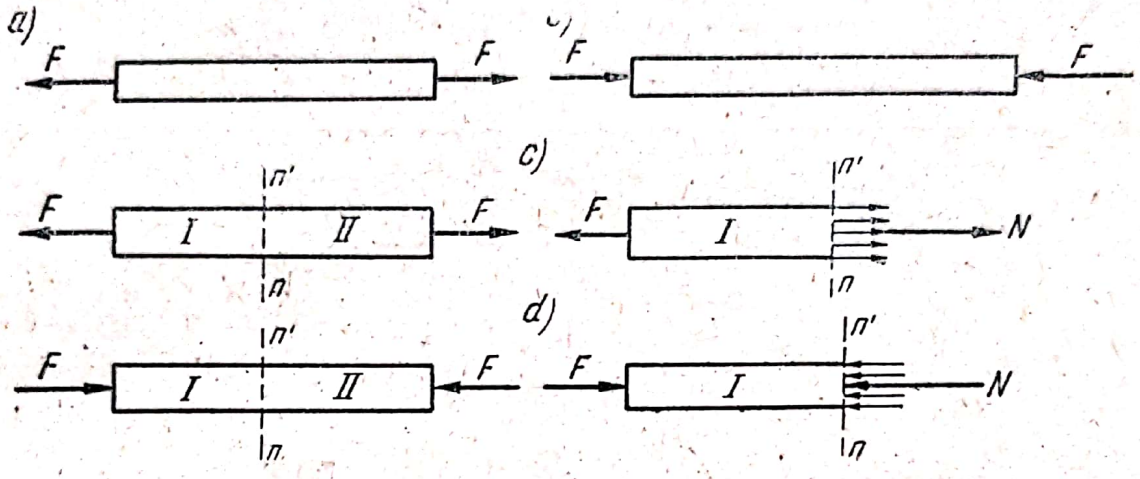


Fig. 10. Bară solicitată la întindere şi compresiune.

Conform schemei generale de rezolvare a unei probleme de rezistenţa materialelor, în primul rînd trebuie găsite valorile forţelor exterioare F care întind bara şi apoi valoarea forţelor interioare ce apar într-o secţiune.

Pentru cazul simplu ales, într-o secţiune nn' perpendiculară pe axa barei, care împarte corpul în două părţi I şi II, apare o forţă interioară care echilibrează forţa exterioară ce lucrează asupra acestei părţi; rezultă în cazul dat $N = F$ (fig. 10, *c*).

Valoarea efortului unitar normal ce se naşte în secţiunea nn', de mărime A, este în acest caz: $\sigma = \frac{N}{A}$ sau $\sigma = \frac{F}{A}$. În cazul compresiunii, se schimbă sensul forţelor, ca în figura 10, *d*.

În cazul unei piese oarecare, solicitate de mai multe forţe care produc întinderea piesei, este necesar să se stabilească forţele exterioare şi forţa interioară din secţiune în mod corespunzător.

În figura 11, *a* piesa este solicitată la întindere de un sistem de forţe, unde forţa interioară are valori diferite pentru secţiuni diferite. Ceea ce este foarte important de remarcat este faptul că efortul unitar are şi el valori diferite, care depind atît de variaţia forţei interioare cît şi de variaţia secţiunii.

Scanned with OKEN Scanner

Astfel, pentru secțiunea mm' din regiunea AB (fig. 11, b), dacă se separă porțiunea de corp din stînga secțiunii, din condițiile de echilibru rezultă:

$$F = N_1.$$

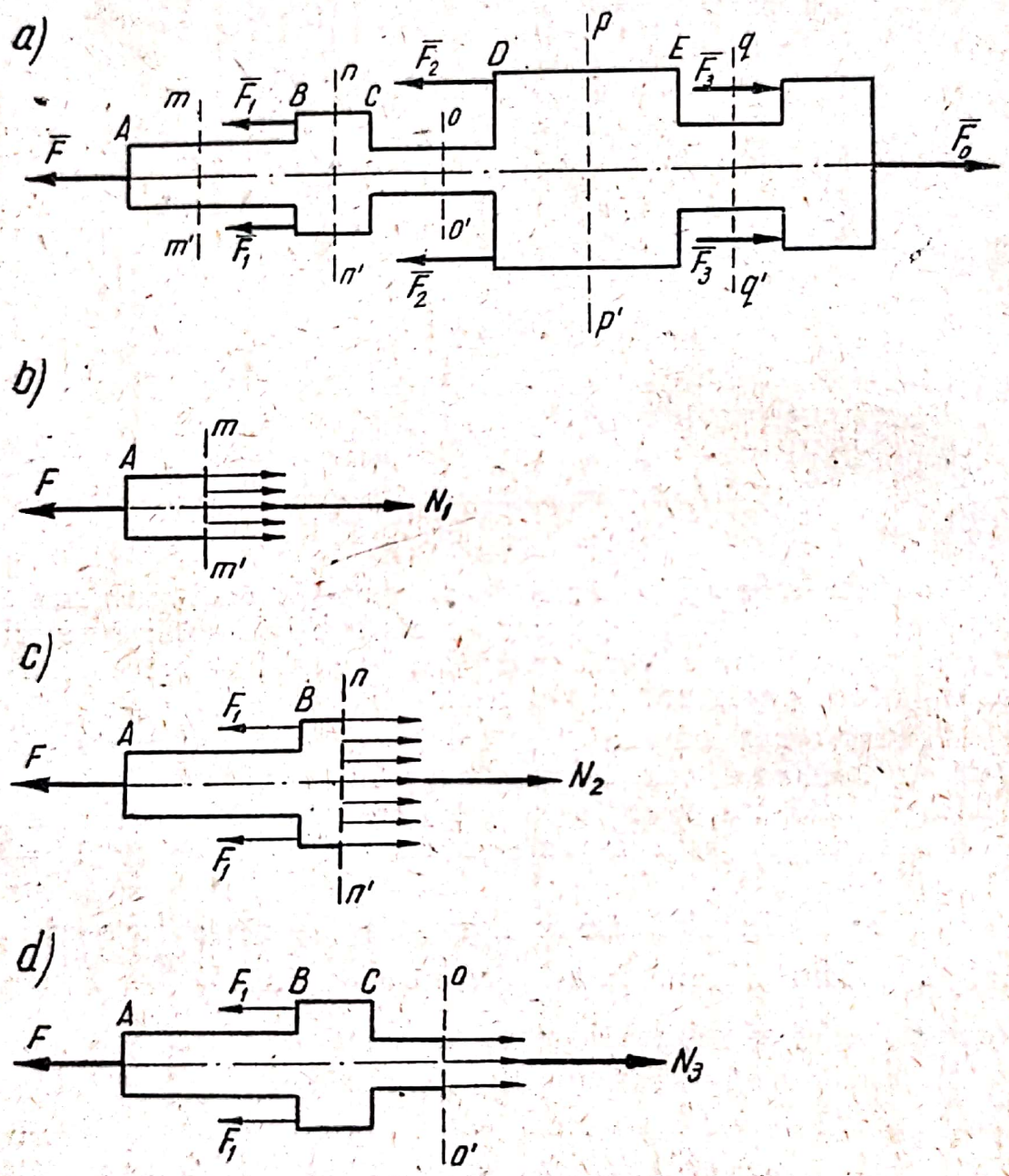


Fig. 11. Corp de secțiune variabilă solicitat la întindere.

Valoarea efortului unitar normal σ_1 este în acest caz:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{F}{A_1},$$

unde A_1 este suprafața în secțiunea mm'.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru secțiunea nn' din regiunea BC (fig. 11, c), dacă se separă porțiunea de corp din stînga secțiunii, din condițiile de echilibru rezultă:

$$F + 2F_1 = N_2.$$

Valoarea efortului unitar normal σ_2 este în acest caz:

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{F + 2F_1}{A_2},$$

unde A_2 este suprafața în secțiunea nn'.

Pentru secțiunea oo' din regiunea CD (fig. 11, d), dacă se separă porțiunea de corp din stînga secțiunii, din condițiile de echilibru rezultă:

$$F + 2F_1 = N_3 = N_2.$$

Valoarea efortului unitar normal σ_3 este în acest caz:

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{F + 2F_1}{A_3},$$

unde A_3 este suprafața în secțiunea oo'.

Corpul a fost împărțit pe regiuni după modul de distribuție a forțelor. Din cele arătate rezultă că pentru diferite secțiuni, mm', nn', oo' etc., rezultă diferite forțe interioare și diferite eforturi unitare normale, după poziția și mărimea secțiunii. Eforturile unitare normale au fost calculate aici pentru secțiuni normale pe axa piesei. Trebuie remarcat că în cazul unor secțiuni oblice apar de asemenea eforturi unitare normale, a căror mărime trebuie să fie cunoscută. Pentru a arăta cum se stabilește în acest caz efortul unitar normal se poate considera cazul unei bare solicitate la întindere simplă, pe care sînt indicate secțiunile: pp', normală pe axa piesei, cu suprafața A_0, și p_1p_1', secțiunea înclinată cu unghiul α, cu suprafața A_1 (fig. 12). Forța interioară în secțiune normală pp' este $N = F$ și efortul unitar normal $\sigma_0 = \frac{N}{A_0}$. Pentru a determina efortul unitar normal σ_1 se descompune forța N în componentele sale N_1 și N_2, prima perpendiculară pe secțiunea înclinată și a doua cuprinsă în planul acestei secțiuni. Efortul unitar normal este dat de componenta N_1, a cărei valoare este:

$$N_1 = N \cos \alpha.$$

Rezultă astfel efortul unitar normal $\sigma_1 = \frac{N \cos \alpha}{A_1}$.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă bara are secţiunea constantă A_0, valoarea secţiunii înclinate este: $A_1 = \frac{A_0}{\cos \alpha}$ şi se deduce:

$$\sigma_1 = \frac{N \cos^2 \alpha}{A_0} \quad \text{sau:} \quad \sigma_1 = \sigma_0 \cos^2 \alpha.$$

Componenta N_2 produce un efort unitar tangenţial, ce va fi studiat ulterior.

În multe cazuri, o bară poate fi solicitată la întindere sau compresiune de forţe înclinate faţă de axa barei (fig. 13) cu un unghi α. În acest caz, în secţiunea mm' se produce o forţă interioară normală N, a cărei expresie se obţine din condiţiile de echilibru ale porţiunii I (deasupra secţiunii):

$$N = 2T \cos \alpha.$$

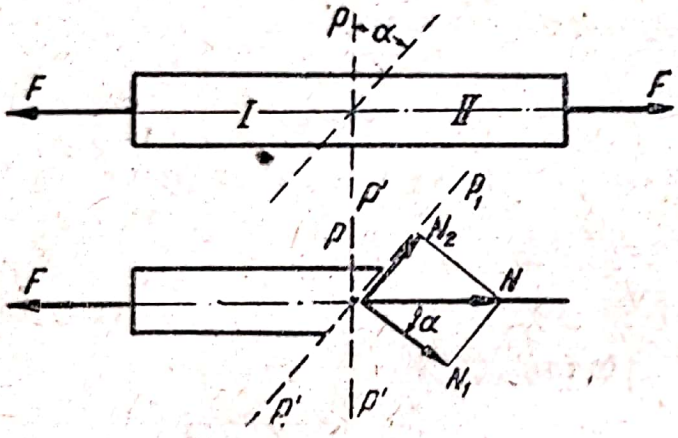


Fig. 12. Efortul normal într-o secţiune înclinată a unei bare solicitate la întindere.

Rezultă efortul unitar normal:

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{2T \cos \alpha}{A}.$$

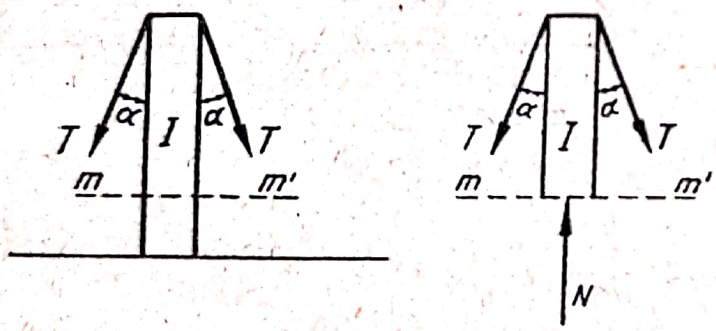


Fig. 13. Stîlp solicitat la compresiune de forţe înclinate faţă de axă.

Din cele arătate rezultă că pentru efortul unitar normal σ într-o piesă solicitată la întindere sau compresiune se poate utiliza următoarea definiţie:

Efortul unitar normal datorită întinderii sau compresiunii într-o secţiune oarecare a piesei de mărime A, normală pe piesă, este egal cu raportul dintre suma proiecţiilor tuturor forţelor luate din stînga secţiunii, pe axa piesei, normale la secţiune şi mărimea suprafeţei. Efortul este de întindere dacă forţa interioară, respectiv efortul unitar, are sensul dirijat în exteriorul secţiunii şi de compresiune, dacă sensul este invers, dirijat către interiorul secţiunii.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.2. Curba caracteristică a materialelor la întindere. După cum s-a arătat, valoarea eforturilor unitare care se nasc într-o piesă solicitată la întindere este dată de raportul dintre forța interioară și secțiunea normală. Relațiile existente între forța de întindere, eforturile unitare care se nasc în secțiune și deformația piesei confecționată dintr-un material anume se pot studia experimental. Pentru încercările experimentale se confecționează din materialul respectiv o epruvetă (de obicei cu secțiune circulară sau dreptunghiulară) ca în figura 14, conform STAS 200-52.

Pentru a efectua încercările cuvenite, se introduc extremitățile epruvetei între fălcile unei mașini, care produce întinderea barei pe măsură ce forța de întindere crește treptat. În acest mod epruveta se întinde pînă cînd, la un moment dat, se va rupe. Dacă forța maximă indicată de mașină înainte de ruperea epruvetei este F_r, iar secțiunea epruvetei era A, efortul unitar normal în momentul ruperii este: $\sigma_r = \frac{F_r}{A}$ și se numește rezistența de rupere a materialului încercat la întindere, exprimîndu-se de obicei în kgf/mm² sau kgf/cm².

În construcțiile existente, pentru a avea o siguranță de funcționare convenabilă, se admit eforturi unitare normale

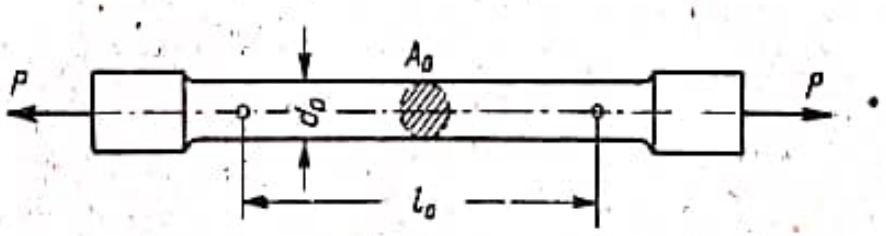


Fig. 14. Epruvete pentru încercări la întindere.

de cîteva ori mai mici decît rezistența de rupere σ_r, care se numesc rezistențe admisibile σ_a și sînt date de relația:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{C}.$$

În această expresie, C este un coeficient de siguranță. Valoarea acestui coeficient de siguranță se determină după anumite criterii și reguli, care au constituit obiectul unor studii foarte laborioase. În esență, valoarea coeficientului de siguranță trebuie aleasă astfel ca în cazul solicitării normale a barei să nu se producă ruperea și nici să nu apară deformații permanente, care ar putea face inutilizabilă construcția sau mașina.

Scanned with OKEN Scanner

Coeficientul de siguranţă depinde de materialul întrebuinţat, de procesul tehnologic, de modul de acţiune al forţelor asupra piesei, de condiţiile economice etc.

Coeficientul de siguranţă se ia de multe ori pornind de la valoarea limitei de curgere în loc de rezistenţa de rupere. În acest caz, expresia rezistenţei de rupere este dată de relaţia:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{C_c}.$$

Valorile coeficientului de siguranţă C_c diferă de valorile coeficientului C.

Valorile coeficientului de siguranţă sînt date pentru cazurile obişnuite în cadrul tabelei 1.

Tabela 1

Rezistenţele admisibile la materialele folosite în construcţia de maşini

Denumirea materialului	Rezistenţa de rupere σ_r kgf/cm²	Felul solicitării			
		Întindere şi încovoiere		Compresiune	Răsucire şi forfecare
		Coef. de siguranţă	Rezistenţa admisibilă σ_a kgf/cm²	Rezistenţa admisibilă σ_a kgf/cm²	Rezistenţa admisibilă τ_a kgf/cm²
Oţel laminat de rezistenţă mică (OL34, OL38, OL42,OL50)	3 500—5 000	4—3	900—1 500	900—1 500	600—1 200
Oţel laminat OL60	5 000—7 000	4	1 200—1 800	1 200—1 800	900—1 440
Oţel aliat cu nichel	4 500—6 000	4—3	1 200—1 800	1 200—1 800	900—1 400
Oţel turnat	3 600—6 000	6—5	900—1 500	900—1 500	700— 900
Fontă	2 800—3 600 (la încovoiere)	9	300— 350	900—1 000	220— 550
Cupru	200—2 700	5—4	400— 540	400— 540	310— 410
Aliaje de aluminiu	900—1 200	10—8	100— 120		
Bronz cu staniu turnat	2 000—2 500	6—5	400— 500	400— 500	300— 400
Bronz fosforos	3 000—4 500	6—5	600— 900	600— 900	450— 700
Alamă laminată	2 000—3 000	5	400— 600	400— 600	320— 480

Scanned with OKEN Scanner

Tabela 2

Valorile rezistențelor admisibile în funcție de felul solicitării

Felul solicitării	Simbol	$\frac{\sigma_a}{\sigma_{at}}$ sau $\frac{\tau_a}{\sigma_{at}}$	Rezistențe admisibile kgf/cm²
A. Elemente de construcții civile și industriale din OL38			
Întindere	σ_{at}	1	1 400
Compresiune	σ_{ac}	1	1 120
Încovoiere	σ_{ai}	1	1 400
Alunecare	τ_a	0,8	1 120
Presiune de contact	σ		1 800

Felul îmbinării	Felul solicitării	Simbol	$\frac{\sigma_a}{\sigma_{at}}$ sau $\frac{\tau_a}{\sigma_{at}}$	Rezistențe admisibile kgf/cm²
B. Nituri din OL34 și șuruburi din OL38				
Îmbinări nituite	Forfecare	τ_a	0,8	1 120
	Presiune pe gaură	σ_{ag}	2	2 800
	Întindere în tijă	σ_{at}	0,3	420
Îmbinări cu șuruburi brute	Forfecare	τ_a	0,7	980
	Presiune pe gaură	σ_{ag}		1 600
	Întindere	σ_{at}		1 000

Tabela 3

Rezistența admisibilă pentru lemn de brad în construcții
(extrase din STAS 858-49)

Felul solicitării	Simbol	Felul construcției	
		Definitivă	Provizorie
		Rezistența admisibilă	
		$\frac{kgf}{cm^2}$	$\frac{kgf}{cm^2}$
Încovoiere	σ_a	100	120
Întindere în lungul fibrelor	σ_a	70	85
Compresiune în lungul fibrelor	σ_a	100	120
Strivire în lungul fibrelor	σ_{as}		
Compresiune normal pe fibre	σ_{as}	15	18
Forfecare în lungul fibrelor	τ_a	10	12
Forfecare normal pe fibre	τ_a	45	55

Scanned with OKEN Scanner

Valorile rezistenţelor admisibile sînt date în STAS-uri şi în diverse manuale tehnice; în tabelele 1, 2, 3, 4, 5 şi 6 sînt date valorile rezistenţelor admisibile pentru materialele uzuale.

Tabela 4

Coeficienţii cu care se înmulţesc rezistenţele admisibile ale lemnului de brad pentru a obţine pe cele ale altor specii de lemn

Specia lemnului	Felul solicitării		
	Întindere, compresiune, strivire în lungul fibrelor, încovoiere	Compresiune şi strivire normal pe fibre	Forfecare
Stejar	1,3	2	1
Plop	0,8	1	0,8
Fag	1,1	1,6	1,3

Tabela 5

Rezistenţe admisibile pentru zidărie de cărămidă de argila arsă normal, plină, cu mortar de var curat
(extrase din STAS 1031—50)

Rezistenţa medie de rupere a cărămizilor kgf/cm²	Rezistenţa admisibilă la compresiune kgf/cm²
150	8
80	5,5
60	5
40	4

Tabela 6

Rezistenţe admisibile pentru terenuri de fundaţie
(extrase din STAS 3503—52)

Materialul terenului	Rezistenţa admisibilă kgf/cm²
Roci stîncoase	15 —6
Argile cu nisipuri cimentate	6 —4
Pietriş cu nisip argilos	4 —2
Argile	5 —1
Nisip fin prăfos	1,5—1

Valoarea efortului unitar într-o piesă solicitată existentă se numeşte efort unitar efectiv şi se notează σ_{ef} sau σ şi nu trebuie să depăşească rezistenţa admisibilă.

Sub acţiunea forţei de întindere, epruveta se deformează. Prin încercări repetate se poate observa că există o relaţie stabilă între forţele de întindere aplicate şi deformaţii. Modul de deformare sub acţiunea forţelor diferă de la material la material. Ca exemplu pentru încercare se ia de obicei oţelul, care este materialul cel mai folosit în construcţiile de maşini şi în construcţiile metalice în general.

Scanned with OKEN Scanner

Pe tija epruvetei se înseamnă două repere la distanța l_0. Dacă epruveta este întinsă cu o forță F_1 distanța l_0 dintre repere crește și devine l_1. Aceasta înseamnă că epruveta s-a alungit cu $\Delta l_1 = l_1 - l_0$.

Dacă se mărește forța de întindere de la valoarea F_1 la valoarea F_2, va crește și lungimea între repere, devenind l_2, iar alungirea va fi $\Delta l_2 = l_2 - l_0$.

Se continuă în acest mod încercările, mărind forța pînă la ruperea epruvetei.

Cu datele obținute în măsurătorile făcute la aceste încercări se poate construi o diagramă care să ilustreze comportarea materialului. Prin încercări repetate cu epruvete identice, din același material, s-a constatat că diagrama materialului este aceeași. Această înseamnă că diagrama obținută este caracteristică materialului. În diagramă se așază în abscisă alungirile și în ordonată forțele de întindere respective, ca în figura 15.

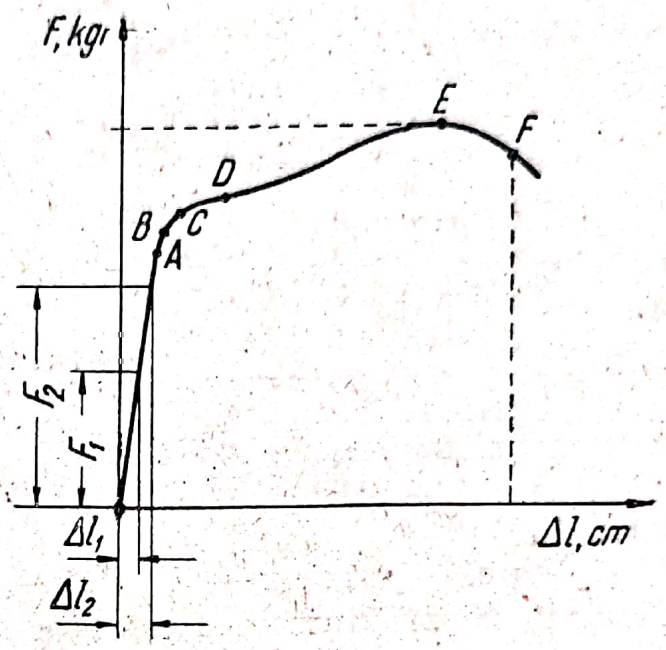


Fig. 15. Diagrama caracteristică a materialului.

Dacă dimensiunile epruvetei s-ar schimba, evident că s-ar schimba și eforturile interioare din epruvetă. Pentru a obține o diagramă independentă de dimensiunile epruvetei se folosesc ca mărimi de legătură efortul unitar normal din secțiune și alungirea specifică, adică alungirea ce se produce la o lungime de 100 de cm (1 m) lungime. În acest mod, în urma încercărilor ce se fac, se stabilesc valorile:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}; \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}; \quad \ldots \sigma_n = \frac{F_n}{A}$$

și

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta l_1}{l_0}; \quad \varepsilon_2 = \frac{\Delta l_2}{l_0}; \quad \ldots \varepsilon_n = \frac{\Delta l_n}{l_0}.$$

Diagrama ce se construiește punînd în abscisă deformațiile specifice și în ordonată eforturile unitare normale cores-

Scanned with OKEN Scanner

punzătoare poartă numele de curbă caracteristică la întindere a materialului (fig. 16).

Această curbă caracteristică se stabileşte prin încercări repetate de laborator, pentru fiecare material în parte. Trebuie menţionat că pentru fiecare fel de material există o anumită curbă caracteristică. Se poate observa că există grupuri de materiale la care curbele caracteristice au alură asemănătoare. Foarte multe materiale au curbele caracteristice de alură apropiată de a oţelului-carbon (de exemplu bronzul, alama, aluminiul, celuloidul, lemnul de-a lungul fibrelor etc.). Curba caracteristică a oţelului reprezintă curba lui Hooke.

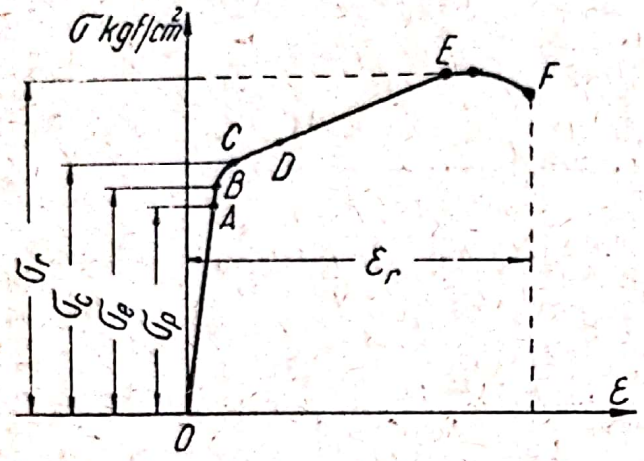


Fig. 16. Curba caracteristică a materialului.

O astfel de diagramă are cîteva puncte caracteristice importante în utilizarea materialelor. Astfel se poate observa că pînă la o anumită limită alungirea procentuală a barei este direct proporţională cu efortul unitar σ. Pe porţiunea OA din diagramă, corespunzătoare unui efort unitar cuprins între 0 şi σ_p, există o proporţionalitate perfectă între efortul unitar şi deformaţia procentuală, care este exprimată prin relaţia:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon,$$

cunoscută sub numele de legea lui Hooke. Această lege se păstrează pînă la o anumită limită ce corespunde punctului A din diagramă. Porţiunea OA din diagramă este o dreaptă. Punctul A reprezintă punctul limită de proporţionalitate, iar valoarea efortului unitar corespunzător punctului A se numeşte limită de proporţionalitate şi se notează cu σ_p. În această regiune, deformaţiile sînt perfect elastice.

În expresia: $\sigma = E \cdot \varepsilon$, care reprezintă variaţia liniară a efortului unitar σ, mărimea E, denumită modul de elasticitate, e dată de relaţia:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon},$$

care este valabilă numai pînă la limita de proporţionalitate, adică numai în domeniul elastic.

Scanned with OKEN Scanner

Din figura 17 se deduce:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \operatorname{tg} \alpha$$

Modulul de elasticitate reprezintă tangenta unghiului de înclinare față de axa absciselor a porțiunii rectilinii a curbei caracteristice. Valoarea modulului de elasticitate este caracteristică fiecărui material în parte, fiecărui material corespunzîndu-i o anumită valoare E.

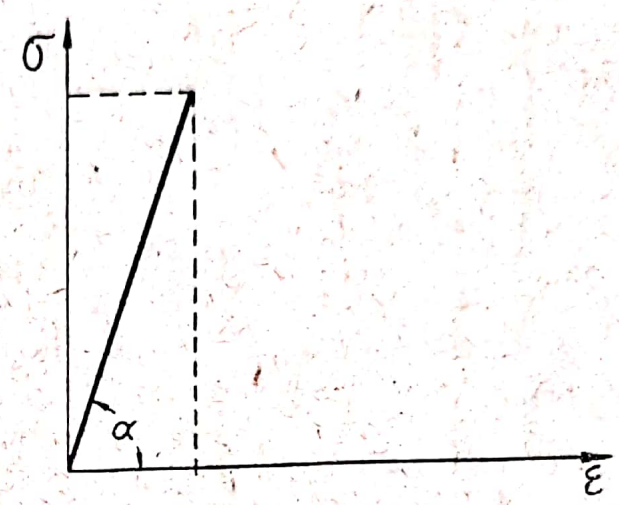


Fig. 17. Porțiunea rectilinie din curba caracteristică.

Legea lui Hooke a fost stabilită pentru întindere prin încercări. Prin alte încercări se stabilește că și pentru lunecări există o lege asemănătoare $\tau = G \cdot \gamma$, în care G este modulul de elasticitate transversal, iar γ este lunecarea specifică. Mărimea modulului de elasticitate longitudinal E și transversal G se măsoară în kgf/cm². Valorile lui E și G pentru materialele principale utilizate în tehnică sînt stabilite experimental și sînt date în standarde. În tabela 7 sînt indicate valorile E și G pentru cîteva materiale folosite frecvent.

Tabela 7

Valorile modulelor de elasticitate longitudinal și transversal ale unor materiale uzuale

Materialul	E kgf/cm²	G kgf/cm²
Oțel-carbon	$2 \cdot 10^6 - 2{,}2 \cdot 10^6$	$8{,}1 \cdot 10^5$
Fontă cenușie	$1{,}15 \cdot 10^6 - 1{,}68 \cdot 10^6$	$4{,}5 \cdot 10^5$
Cupru	$1{,}1 \cdot 10^6 - 1{,}3 \cdot 10^6$	$4{,}9 \cdot 10^5$
Beton	$0{,}15 \cdot 10^6 - 0{,}23 \cdot 10^6$	—
Zidărie de cărămidă	$0{,}025 \cdot 10^6 - 0{,}030 \cdot 10^6$	—
Lemn în direcție paralelă cu direcția fibrelor	$0{,}09 \cdot 10^6 - 0{,}12 \cdot 10^6$	$0{,}045 \cdot 10^5 - 0{,}065 \cdot 10^5$
Lemn în direcție perpendiculară pe fibre	$0{,}004 \cdot 10^6 - 0{,}01 \cdot 10^6$	$0{,}045 \cdot 10^5 - 0{,}065 \cdot 10^5$
Curele de piele	$0{,}002 \cdot 10^6 - 0{,}006\ 10^6$	—
Cauciuc	$0{,}00008 \cdot 10^6$	—

Scanned with OKEN Scanner

Comportarea elastică a materialului se extinde și în afara regiunii de proporționalitate, cu o porțiune foarte mică, adică pînă în B (fig. 16). Trecînd peste această limită, încetează comportarea elastică a materialului. Valoarea efortului unitar corespunzător lui B se numește limita de elasticitate și se notează cu σ_e. Dacă se depășește această limită, se constată că deformația crește fără ca valoarea efortului unitar să crească considerabil. Acest fenomen se petrece în intervalul indicat pe diagramă cu literele CD și se numește regiunea de curgere, iar valoarea efortului unitar din această regiune se numește limită de curgere; ea corespunde valorii indicate în diagramă de punctul C. Dacă se depășește acest interval peste punctul D, pentru ca bara să capete o creștere a deformației este necesar să se mărească valoarea efortului unitar. Valoarea maximă a efortului unitar este indicată prin punctul E din diagramă, care corespunde momentului în care începe ruperea barei. Toată regiunea DF din curba lui Hooke poartă numele de regiunea de rupere, iar efortul unitar ce corespunde punctului E are numele de efort unitar de rupere sau rezistența de rupere.

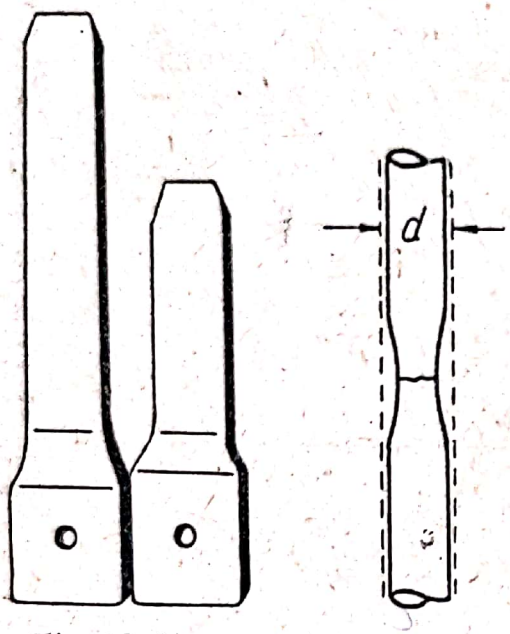


Fig. 18. Fenomenul de gîtuire.

În timpul curgerii materialului apar pe suprafața epruvetei mai multe linii, care poartă numele de liniile lui Cernov.

Pînă la situația corespunzătoare punctului D, epruveta se deformează pe toată lungimea ei aproximativ la fel și în același timp, și anume în toate secțiunile se produce o reducere egală a dimensiunilor transversale ale epruvetei. În momentul depășirii valorii corespunzătoare punctului D, se intră în zona de rupere și deformația se concentrează într-un singur loc al epruvetei, unde pe măsură ce crește efortul se produce o îngustare locală a secțiunii transversale, se produce o așa-numită gîtuire (fig. 18).

Pînă la rupere, epruveta se alungește cu Δl_0, iar secțiunea epruvetei A_0 devine A_1. Pentru a ilustra modul în care se

Scanned with OKEN Scanner

produce ruperea unei epruvete dintr-un anumit material se folosesc noţiunile:

$$\delta = \frac{\Delta l_0}{l} 100\text{: lungirea specifică la rupere}$$

şi

$$\Psi = \frac{A_0 - A_1}{A_0} 100\text{: gîtuirea specifică la rupere.}$$

Trebuie remarcat că diagrama denumită curba lui Hooke permite determinarea unei caracteristici mecanice a materialului legate de rezistenţa materialului la şocuri. Se poate observa că în diagramă variază atît forţa cît şi deplasarea, caracterizată prin alungirea dată în diagramă. Mărimea suprafeţei cuprinse între curba lui Hooke şi axa absciselor reprezintă mărimea lucrului mecanic de deformaţie. Dacă deformaţia se realizează în domeniul elastic, atunci lucrul mecanic de deformaţie se poate exprima prin formula:

$$W = \frac{1}{2} \cdot F \cdot \Delta l.$$

care corespunde tocmai suprafeţei corespunzătoare a diagramei de întindere.

Pentru a obţine mărimea care caracterizează numai natura materialului şi nu epruveta, se obişnuieşte ca lucrul mecanic W să se împartă la volumul epruvetei. Se obţine în acest fel o mărime denumită lucru mecanic specific la întindere: $W_s = \frac{W}{A_0 l}$. În cazul diagramei caracteristice, relaţia este:

$$W_s = \frac{W}{A_0 l} = \frac{1}{2} \frac{F}{A_0} \frac{\Delta l}{l}$$

şi deci

$$W_s = \frac{\sigma \cdot \varepsilon}{2}.$$

Mărimea lucrului mecanic specific se poate calcula din diagramă, ea fiind egală cu mărimea suprafeţei cuprinse între curba caracteristică şi axa ε în domeniul elastic.

În mod analog se poate determina lucrul mecanic total specific care corespunde ruperii materialului:

$$W_{sr} = \eta \cdot \sigma_r \cdot \varepsilon_r,$$

unde: η este un coeficient care caraterizează raportul dintre suprafaţa diagramei şi suprafaţa dreptunghiului circumscris.

Scanned with OKEN Scanner

Trebuie remarcat că materialul epruvetei, în urma unei solicitări care depăşeşte limita de curgere, continuă să sufere deformaţii elastice care ascultă de legea lui Hooke, la care se adaugă deformaţiile permanete. Acest lucru se constată prin descărcarea epruvetei (de exemplu de la punctul D de pe curba lui Hooke). Dacă după o astfel de descărcare, epruveta este supusă din nou la întindere, diagrama în timpul reîncărcării se va reprezenta aproximativ prin o dreaptă O_1D paralelă cu OA, ca la descărcare, iar dincolo de punctul D — aproximativ prin aceeaşi curbă DEF, care ar fi apărut dacă nu s-ar fi produs descărcarea (fig. 19).

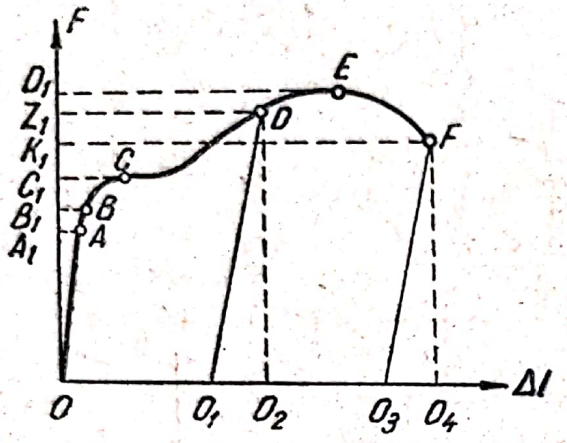


Fig. 19. Curba caracteristică şi fenomenul de ecruisaj.

Dacă s-ar compara diagrama de întindere $OABCDEF$ a unei epruvete care nu a fost descărcată cu diagrama O_1DEF pentru o epruvetă din acelaşi material încărcată în prealabil pînă la D şi apoi descărcată pînă la O_1, s-ar constata că limita de proporţionalitate a crescut pînă la efortul unitar cu care a fost încărcată în prealabil, iar deformaţia permanentă a scăzut cu mărimea OO_1, adică cu valoarea deformaţiei permanente care a fost căpătată prin încărcarea prealabilă.

Creşterea limitei de proporţionalitate şi reducerea deformaţiei permanente prin încărcarea prealabilă dincolo de limita de curgere şi descărcare ulterioară poartă numele de ecruisaj.

Dacă după descărcare încărcarea nu reîncepe imediat, ci după o perioadă de 1—2 ore, porţiunea de curbă DEF se ridică ceva mai sus decît în cazul cînd epruveta este încărcată imediat după descărcare.

2.1.3. **Diagrama reală a întinderii.** Curba caracteristică la întindere, obţinută prin încercări de laborator, caracterizează proprietăţile materialului respectiv la întindere. Această caracterizare este însă convenţională, deoarece valorile eforturilor unitare trecute în diagramă se obţin considerînd mărimea secţiunii constantă. Contracţia secţiunii transversale este într-adevăr mică, neglijabilă şi aceeaşi pe toată lungimea piesei pentru încărcări mici, dar acest lucru nu mai este valabil pentru încărcări mari. În cazul solicitărilor pentru care eforturile unitare depăşesc limita de curgere, contracţia transversală

Scanned with OKEN Scanner

capătă valori mari şi are un caracter local. Este interesant faptul că lungirile specifice depind, din momentul în care s-a depăşit limita de curgere, şi de forma epruvetei, în speţă raportul dintre lungime şi diametru, astfel că nu mai constituie o caracteristică ce depinde numai de material.

Pentru a obţine o diagramă reală, este necesar să se măsoare şi aria transversală reală A pentru fiecare moment în care se fac măsurătorile.

Gîtuirea specifică la întindere este în acest caz:

$$\frac{A_0 - A_t}{A_t} = \psi,$$

iar efortul unitar real este:

$$\sigma_{real} = \frac{F_r}{A_r}.$$

Diagrama reală se obţine cu ajutorul lui σ_{real} şi ψ, şi anume efortul unitar real în ordonată şi gîtuirea specifică în abscisă. Se obţine în acest mod o diagramă reală a întinderii (fig. 20).

Punctul A din această diagramă corespunde momentului începutului ruperii la sarcină maximă.

O analiză amănunţită a diagramei reale şi o comparaţie a ei cu diagrama caracteristică a materialului duce la concluzii interesante. Astfel se poate observa că efortul unitar real σ_{real} creşte pînă în momentul ruperii, iniţial mai repede şi, după ce se ajunge la sarcina maximă, mai lent. Se poate remarca faptul că, din momentul începerii ruperii, efortul unitar real este mai mare decît efortul unitar convenţional.

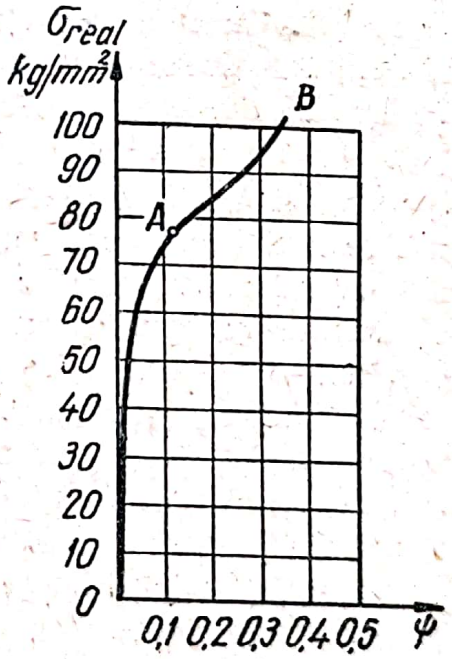


Fig. 20. Diagrama reală a întinderii.

Sarcina maximă la care rezistă epruveta nu corespunde momentului ruperii, ci unui moment anterior. Efortul unitar real creşte însă continuu pînă la ruperea epruvetei.

Diagrama reală are o importanţă tehnică deosebită, deoarece ea caracterizează proprietatea materialului de a rezista la

Scanned with OKEN Scanner

deformația plastică. După cum s-a remarcat, pe măsura creșterii deformației plastice, materialul opune o rezistență din ce în ce mai mare. Acest fenomen poartă numele de consolidare. Proprietatea materialului de a se consolida se caracterizează prin panta diagramei reale. În diagrama reală se disting două puncte caracteristice:

— punctul A, corespunzător momentului în care se ajunge la sarcina maximă; ordonata punctului A este rezistența reală de rupere;

— punctul B, la capătul diagramei, a cărui ordonată se numește rezistența în momentul ruperii.

Abscisele diagramei reale caracterizează proprietatea materialului de a se deforma plastic, exprimînd-o în funcție de contracția specifică. Pînă la punctul A, această contracție este aproape uniformă pe toată lungimea; după trecerea de această poziție, se produce gîtuirea epruvetei, adică contracția totală. Diferența dintre contracția totală și cea uniformă se numește contracția locală.

2.1.4. **Curbele caracteristice ale materialelor uzuale.** Materialele folosite curent în tehnică pot fi împărțite din punct de vedere al caracteristicilor mecanice în două grupuri: materiale plastice și materiale casante.

Materialele plastice se caracterizează prin faptul că ruperea se produce la deformații relativ mari; în această grupă intră în primul rînd oțelul cu conținut redus de carbon. Pentru alte tipuri de materiale care fac parte din această grupă, curbele caracteristice sînt aproximativ de același tip. La unele materiale plastice, alura este în general asemănătoare, prezentînd totuși unele diferențe. Astfel, unele tipuri de oțeluri speciale, arama, bronzul etc. nu au o zonă de curgere; în acest caz, porțiunea rectilinie a curbei caracteristice trece direct într-una curbilinie. În figura 21 sînt date curbele caracteristice pentru oțel turnat (a), bronz (b), oțel-nichel (c) și oțel-mangan (d).

Limita de curgere se consideră în acest caz valoarea efortului unitar pentru care se produce o lungire specifică permanentă de 0,2%.

Materialele casante se caracterizează prin faptul că ruperea se produce la deformații relativ mici sau chiar foarte mici. Relația dintre deformații și eforturi unitare nu se exprimă exact prin legea lui Hooke, în sensul că în locul porțiunii rectilinii se obține o linie ușor curbată, chiar pentru eforturi mici.

Scanned with OKEN Scanner

Se deduce din aceasta că valoarea modulului de elasticitate E, egal cu tangenta unghiului pe care tangenta la diagrama eforturilor unitare îl face cu axa absciselor, este variabilă.

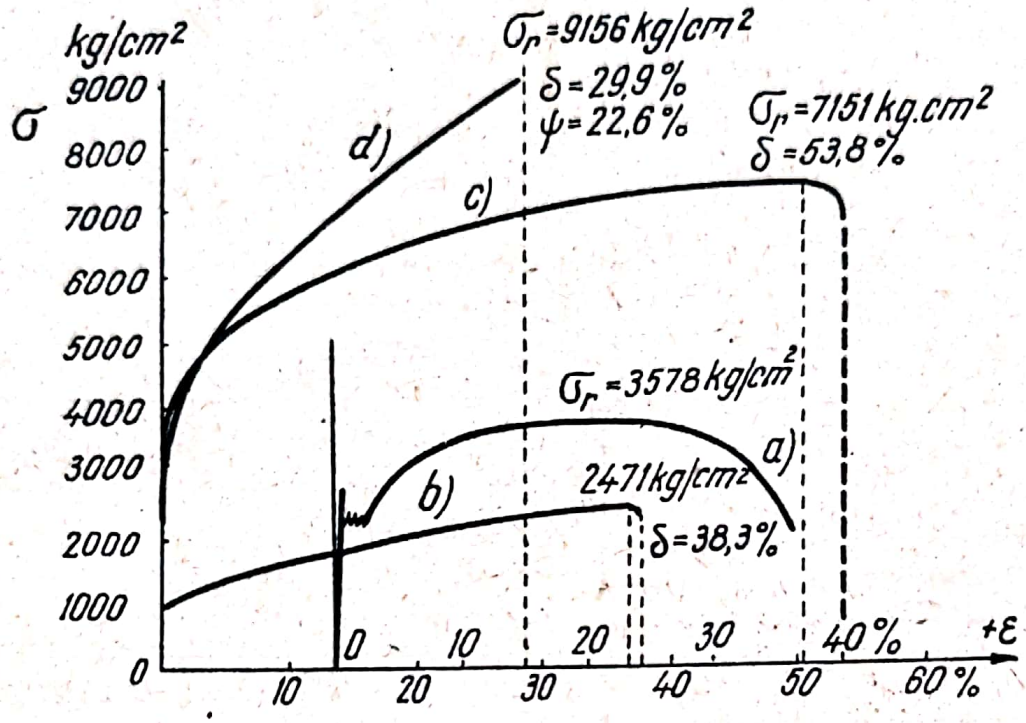


Fig. 21. Diagramele caracteristice ale materialelor uzuale.

Aceste variaţii nu sînt prea mari şi din această cauză, pentru nevoile practicii, E se consideră constant. Ca exemplu de material casant se poate da fonta, a cărei curbă caracteristică este indicată în figura 22.

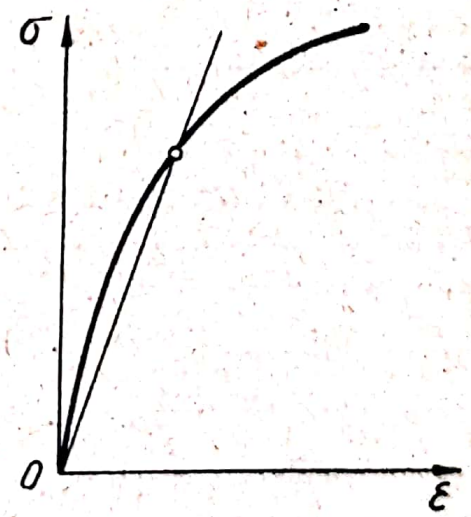


Fig. 22. Curba caracteristică a fontei.

Curbele caracteristice indicate se bazează toate pe încercările la întindere. În cazul încercării la compresiune, aceste curbe caracteristice au o alură diferită. Încercările la compresiune se fac tot cu epruvete, care au forma de cuburi sau cilindri, cu o înălţime ceva mai mare decît diametrul. În cazul materialelor plastice se poate constata că pînă la limita de proporţionalitate comportarea materialului este aproximativ aceeaşi ca la întindere. După depăşirea limitei de proporţionalitate, comportarea materialului supus la compresiune diferă categoric de comportarea la întindere. Epruveta capătă deformaţii

sensibile, se scurtează şi îşi măreşte volumul, luînd forma unui butoi. Mărindu-se diametrul, este necesar să se mărească şi sarcina, iar epruveta se aplatisează. Se observă că fenomenul de rupere care se producea la întindere nu are loc la compresiune. Diagrama caracteristică pentru compresiune are alura indicată în figura 23, care este tocmai curba caracteristică la compresiune pentru oţel cu conţinut redus de carbon.

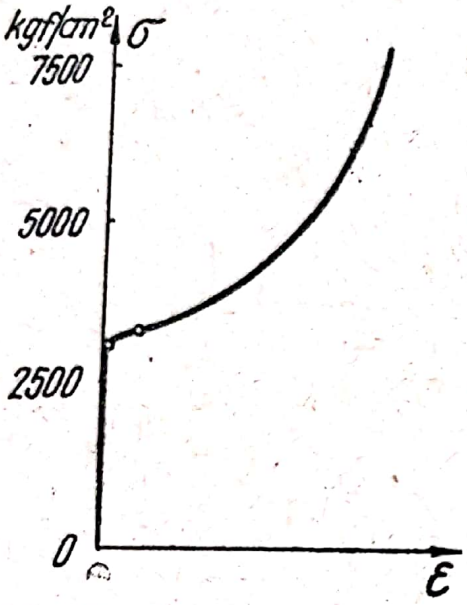


Fig. 23. Diagrama caracteristică la compresiune.

În cazul materialelor casante (de exemplu piatra, fonta, betonul), curba caracteristică la compresiune este foarte apropiată de cea la întindere, iar fenomenul de rupere se produce la fel ca şi la întindere. Trebuie menţionat faptul că materialele casante rezistă de obicei la compresiune mult mai bine decît la întindere. Materialele casante rezistă de regulă slab la întindere şi la şocuri, sînt foarte sensibile la eforturi locale şi nu rezistă la modificările formei pieselor confecţionate din ele.

Materialele plastice se comportă diferit, rezistă satisfăcător la întindere, suportă eforturile locale şi permit în mod foarte convenabil modificarea lor pentru polizarea formei pieselor ce se confecţionează din ele. Din aceste motive, materialele plastice au utilizarea cea mai largă în construcţia de maşini.

2.1.5. **Contracţia transversală. Coeficientul lui Poisson.** După cum s-a arătat la întindere, lungimea barei creşte şi în acelaşi timp bara se subţiază; secţiunea tranversală a barei se micşorează, se produce o contracţie transversală. S-a constatat că pentru corpurile care ascultă de legea lui Hooke există un raport constant între contracţia liniară specifică ε_t şi alungirea specifică longitudinală ε. Acest raport se numeşte coeficient de contracţie transversală sau coeficientul lui Poisson şi se notează cu μ:

$$\mu = \frac{\varepsilon_t}{\varepsilon}.$$

Coeficientul lui Poisson este o caracteristică a materialului ca şi modulul de elasticitate; el se determină experimental. Tot

experimental se poate constata că în urma întinderii sau compresiunii are loc o variaţie a volumului barei. Valoarea acestei variaţii este dată de relaţia:

$$\Delta V = (1 - 2\mu)\varepsilon V.$$

Dacă se raportează creşterea de volum la volumul iniţial se obţine creşterea volumetrică specifică ε_v dată de relaţia

$$\frac{\Delta V}{V} = \varepsilon_v = (1 - 2\mu)\,\varepsilon.$$

În tabela 8 sînt indicate valorile coeficientului lui Poisson pentru cîteva materiale utilizate frecvent.

Tabela 8

Valorile coeficientului lui Poisson

Materialul	μ	Materialul	μ
Oţel	0,25—0,30	Cupru	0,30—0,30
Beton	0,10—0,30	Bronz	0,32—0,35
Lemn	0,07	Cauciuc	0,47

2.2. Dimensionarea şi verificarea pieselor solicitate la întindere sau compresiune

Pentru calculele de rezistenţă se foloseşte relaţia de legătură dintre forţe, secţiuni şi eforturi unitare:

$$\sigma = \frac{N}{A}.$$

Dacă se cunosc două din cele trei mărimi, se poate determina mărimea a treia, necunoscută.

2.2.1. **Dimensionarea.** Pentru a dimensiona o piesă ce este solicitată la întindere, este necesar să se cunoască forţa interioară N ce lucrează într-o secţiune a piesei şi materialul din care se intenţionează să se confecţioneze piesa. Cunoscînd materialul se poate spune că se cunoaşte rezistenţa admisibilă σ_a.

Prin dimensionare se înţelege calculul necesar pentru stabilirea dimensiunilor care trebuie să le aibă piesa în cauză, pentru a se comporta în mod satisfăcător la solicitarea la care va f

Scanned with OKEN Scanner

supusă. În cazul întinderii sau compresiunii, dimensiunea căutată este mărimea suprafeței necesară secțiunii pentru piesă pentru a corespunde solicitării. Mărimea ei este dată de relația

$$A_{nec} = \frac{N}{\sigma_a},$$

în care:

A_{nec} este secțiunea necesară;

σ_a — rezistența admisibilă pentru materialul folosit.

2.2.2. **Verificarea.** Prin verificarea unei piese înțelegem calculul ce se întocmește, din care să rezulte că dimensiunile piesei existente și solicitarea ei nu depășesc limitele admise ale efortului unitar.

Problema verificării unei piese poate fi pusă în două moduri:

a) de verificat dacă efortul unitar ce se naște în piesa existentă nu depășește efortul unitar admisibil;

b) de calculat forța maximă ce poate solicita piesa existentă pentru a nu se depăși rezistența admisibilă.

a) În primul caz se stabilește efortul unitar efectiv ce se naște în secțiune:

$$\sigma_{ef} = \frac{N}{A_{ef}}.$$

În acest caz se poate spune că piesa corespunde dacă efortul unitar efectiv σ_{ef} are o valoare mai mică decît efortul unitar admisibil:

$$\sigma_{ef} < \sigma_a.$$

b) Pentru a determina forța maximă axială ce poate solicita piesa fără pericol, se folosește relația:

$$N_{capabil} = \sigma_a A_{ef}.$$

2.2.3. **Deformația barelor supuse la întindere sau compresiune.** Barele supuse la întindere se deformează alungindu-se. Deformațiile barelor se pot calcula ușor folosind legea lui Hooke:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon,$$

valabilă în domeniul elastic.

Scanned with OKEN Scanner

În această relație termenii σ și ε se pot înlocui prin valorile lor, date de relațiile:

$$\sigma = \frac{N}{A} \quad \text{și} \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l}.$$

Se obține în acest fel:

$$\frac{N}{A} = E \cdot \frac{\Delta l}{l},$$

de unde se obține:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A}.$$

În această relație se consideră că:
N este forța interioară, în kgf;
l — lungimea barei, în cm;
A — secțiunea, în cm²;
E — modulul de elasticitate, în kgf/cm².

2.2.4. **Eforturi unitare și deformații, ținînd seama de greutatea proprie.** În majoritatea problemelor tehnice, mai ales dacă lungimea barelor este mică, nu se ține seama de greutatea lor proprie. În cazul barelor lungi, verticale, al cablurilor lungi, greutatea proprie poate deveni destul de importantă pentru a nu fi neglijată.

Să considerăm o bară de secțiune A (fig. 24), formată dintr-un material omogen, avînd greutatea specifică γ, solicitată la întindere de forța axială N. În secțiunea mn, aflată la distanța x de capătul de jos, lucrează forța N și greutatea proprie a porțiunii de lungime x, adică $\gamma \cdot A \cdot x$.

În secțiunea mn se naște o forță interioară

$$N_x = \sigma_x A = N + \gamma \cdot A \cdot x,$$

de unde rezultă efortul unitar σ_x din secțiunea mn:

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \gamma \cdot x.$$

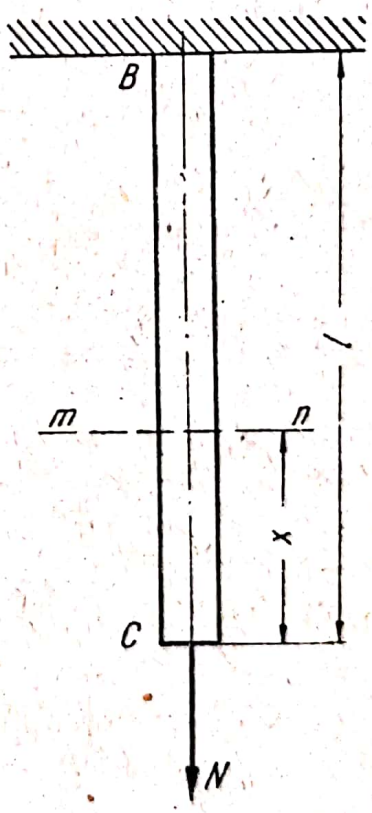


Fig. 24. Întindere sub greutate proprie.

Scanned with OKEN Scanner

Valoarea maximă a efortului unitar va apărea în secțiunea din capătul B și va avea valoarea:

$$\sigma_{max} = \frac{N}{A} + \gamma \cdot l.$$

Formula determinată astfel poate fi folosită pentru verificarea unei bare existente supusă la întindere.

Pentru dimensionare, această formulă se aduce la forma:

$$A_{nec} = \frac{N}{\sigma_a - \gamma l}.$$

Deformația. În caz că bara este solicitată de o forță axială N și de greutatea proprie, ea va căpăta o alungire. Mărimea acestei alungiri este dată de relația:

$$\Delta l = \frac{Nl}{EA} + \frac{\gamma l^2}{2E},$$

sau:

$$\Delta l = \frac{l}{EA}\left[N + \frac{\gamma l A}{2}\right]$$

sau:

$$\Delta l = \frac{l}{EA}\left[N + \frac{G}{2}\right].$$

2. 3. Energia de deformație la întindere simplă

O forță F care solicită o bară la întindere sau compresiune realizează deformînd bara un lucru mecanic de deformație.

Pentru a determina expresia lucrului mecanic de deformație, se poate considera cazul unei bare de secțiune constantă, încastrată la un capăt, și solicitată de o forță F la întindere (respectiv compresiune) după direcția axei barei (fig. 25). Într-o secțiune oarecare, normală pe axă, se naște o forță interioară N egală cu sarcina F. Bara de lungime inițială l capătă o alungire Δl, rezultînd o deplasare a capătului de jos al barei cu mărimea

$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{E \cdot A}.$$

Pentru a determina expresia lucrului mecanic de deformație se poate utiliza diagrama caracteristică a materialului, în

Scanned with OKEN Scanner

limitele în care se aplică legea lui Hooke, adică pe porţiunea rectilinie a diagramei. Pentru o anumită forţă F corespunde o anumită alungire Δl, aceste mărimi fiind corespunzătoare coordonatelor punctului A_1 din diagramă. La o creştere a for-

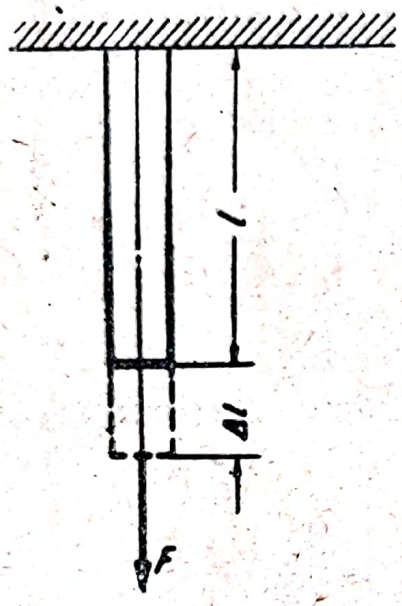


Fig. 25. Bară întinsă.

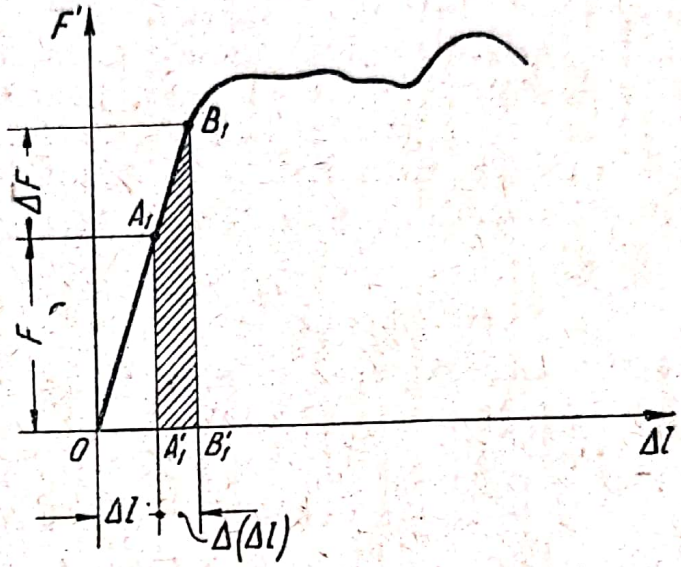


Fig. 26. Diagrama la întindere şi măsura lucrului mecanic.

ţei F cu ΔF corespunde o creştere a alungirii barei cu Δ (Δl) (fig. 26).

Valoarea medie a forţei de întindere are în timpul acestei creşteri mărimea:

$$F + \frac{1}{2}\Delta F.$$

Lucrul mecanic corespunzător acestei forţe medii este dat de expresia:

$$W = \left(F + \frac{1}{2}\Delta F\right) \cdot A_1' B_1'.$$

Această expresie reprezintă de fapt mărimea suprafeţei trapezului elementar $A_1 A_1' B_1' B_1$.

Dacă se continuă să se adauge succesiv astfel de trapeze elementare pornind cu mărimea F, de la zero la valoarea F, se poate trage concluzia că lucrul mecanic pe care îl efectuează sarcina F, prin deformarea barei, este tocmai aria triunghiului OB_1B_1'.

Scanned with OKEN Scanner

Lucrul mecanic de deformare la întindere sau compresiune în zona elastică efectuat de sarcina F, care capătă treptat valori de la 0 la valoarea F, lungind bara cu Δl, este:

$$W = \frac{1}{2} \cdot F\Delta l.$$

Această relaţie dă valoarea lucrului mecanic pentru întreaga bară. Pentru a ajunge la o mărime care nu depinde de dimensiunile barei şi care să devină astfel o caracteristică a materialului, se foloseşte noţiunea de lucru mecanic specific de deformaţie, la întindere sau compresiune, adică lucrul mecanic de deformaţie raportat la unitatea de volum, care are expresia:

$$W_s = \frac{W}{V} = \frac{1}{2} \frac{F\Delta l}{A \cdot l}.$$

Această expresie se mai poate scrie, dacă se observă că $\sigma = \frac{F}{A}$ şi $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ şi $\sigma = E\varepsilon$:

$$W_s = \frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot \varepsilon \quad \text{sau:} \quad W_s = \frac{1}{2} E\varepsilon^2$$

sau: $W_s = \frac{1}{2} \frac{\sigma^2}{E}$.

Aceste formule sînt valabile numai în domeniul elastic, adică în porţiunea rectilinie din curba lui Hooke în care se aplică legea lui Hooke.

Dacă se depăşeşte această porţiune, mărimea lucrului mecanic de deformaţie este dată de aria dintre curba caracteristică a materialului şi abscisă.

Exemple de calcul.

Exemplul 1. Să se dimensioneze o tijă de oţel, lungă de 150 m, care trebuie să susţină o sarcină de 10 t, care solicită tija la întindere, cunoscînd că solicitarea este pulsatorie şi că se admite $\sigma_a = 800$ kgf/cm²; $E = 2{,}1 \times 10^6$ kgf/cm².

Rezolvare:

Pentru dimensionare se utilizează relaţia:

$$A_{nec} = \frac{N}{\sigma_a - \gamma \cdot l} = \frac{10\,000}{800 - \frac{7{,}8}{1\,000} \cdot 15\,000} = 14{,}6 \text{ cm}^2.$$

Greutatea specifică este $\gamma = 7{,}8$ kgf/dm³ sau $\frac{7{,}8}{1\,000}$ kgf/cm³.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă se ia pentru tijă secţiunea circulară, se poate determina diametrul

$$\frac{\pi d^2}{4} = 14{,}6 \text{ şi deci } d = 4{,}35 \text{ cm.}$$

Deformaţia este dată de relaţia

$$\Delta l = \frac{l}{EA}\left[F + \frac{G}{2}\right];$$

unde $G = \gamma \cdot l \cdot A = \frac{7{,}8}{1\,000} 15\,000 \cdot 14{,}6$; $G = 1\,707$ kgf;

$$\Delta l = \frac{15\,000}{2{,}1 \times 10^6 \times 14{,}6}\left[10\,000 + \frac{1\,707}{2}\right] = 5{,}31 \text{ cm.}$$

Exemplul 2. Un fir din oţel lung de 30 m este solicitat la întindere cu o forţă de 420 kgf. Să se dimensioneze firul astfel încît alungirea să nu depăşească 24 mm. (Se neglijează greutatea proprie a firului.)

Rezolvare:

Deoarece se dă deformaţia, se porneşte de la formula: $\Delta l = \frac{N \cdot l}{EA}$, care se aduce la forma: $A_{nec} = \frac{N \cdot l}{E \Delta l}$.

Cu datele problemei se obţine:

$$A_{nec} = \frac{420 \cdot 3\,000}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 2{,}4} = 0{,}25 \text{ cm}^2.$$

Diametrul firului este dat de relaţia: $\frac{\pi}{4} d^2 = 0{,}25$ şi rezultă $d = 0{,}55$ cm.

Exemplul 3. O bară din oţel OL42, cu secţiunea circulară, avînd diametrul $d = 5$ cm este solicitată la întindere de o forţă de 24 *t*. Să se verifice bara şi să se stabilească deformaţia acestei bare, dacă lungimea ei este de 3 m. Se va lua $\sigma_a = 1\,250$ kgf/cm².

Rezolvare:

Verificarea barei constă în determinarea efortului unitar efectiv, care trebuie să fie mai mic decît σ_a:

$$\sigma_{ef} = \frac{N}{A}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Cu datele problemei se obţine: $\sigma_{ef} = \frac{N}{A} = \frac{24\,000}{\frac{\pi \cdot 5^2}{4}} =$

$= 1\,220$ kgf/cm²

$$\sigma_{ef} = 1\,220 < \sigma_a = 1\,250 \text{ kgf/cm}^2.$$

Deformaţia este dată de expresia:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l'}{E \cdot A} = \frac{24\,000 \cdot 300}{2{,}1 \cdot 10^6 \frac{\pi \cdot 25}{4}} = 0{,}175 \text{ cm}.$$

Exemplul 4. Se dă o bară din oţel *OL42*, de secţiune circulară, variabilă (fig. 27), solicitată la întindere. Se cunosc $D = 2{,}5$ cm, $d = 1{,}5$ cm, $l_1 = 2{,}5$ m, $l_2 = 5$ m şi $F = 2$ tf.

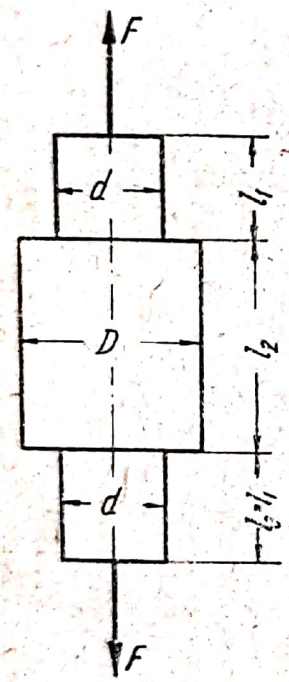


Fig. 27. Figură la problemă.

Să se determine eforturile unitare în piesă şi să se stabilească lungirea totală a piesei.

$$\sigma_{1ef} = \frac{F}{A_1} = \frac{2\,000}{\frac{\pi \cdot 1{,}5^2}{4}} = 1\,130 \text{ kgf/cm}^2;$$

$$\sigma_{2ef} = \frac{F}{A_2} = \frac{2\,000}{\frac{\pi \cdot 2{,}5^2}{4}} = 408 \text{ kgf/cm}^2;$$

$$\Delta l_1 = \frac{F \cdot l_1}{E \cdot A_1} = \frac{2\,000 \times 250}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 1{,}5^2}{4}} = 0{,}1345 \text{ cm};$$

$$\Delta l_2 = \frac{F l_2}{E A_2} = \frac{2\,000 \times 500}{2{,}1 \cdot 10^6 \frac{\pi \cdot 2{,}5^2}{4}} = 0{,}097 \text{ cm}$$

$$\Delta l_3 = \Delta l_1 = 0{,}1345 \text{ cm}.$$

Deformaţia totală: $\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 = 0{,}366$ cm.

2.4. Probleme static nedeterminate

2.4.1. **Definirea şi caracterizarea problemelor static nedeterminate.** În practică se întîlnesc de foarte multe ori probleme care nu pot fi rezolvate cu ajutorul relaţiilor date de mecanică. Uneori

aceste probleme pot fi rezolvate dacă se ţine seama şi de proprietăţile elastice ale corpului.

Prin probleme static nedeterminate se înţeleg problemele în care numărul reacţiunilor necunoscute este mai mare decît numărul ecuaţiilor ce corespund condiţiilor de echilibru.

Un exemplu de acest gen îl constituie barele de secţiune neomogenă, supuse la întindere sau compresiune (fig. 28).

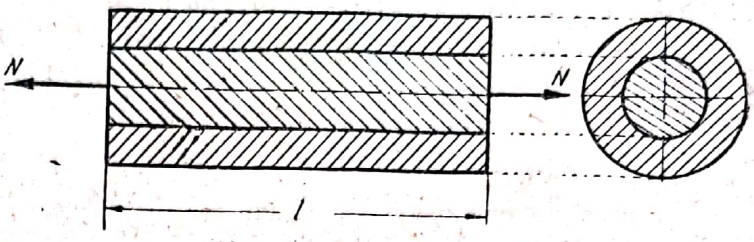


Fig. 28. Secţiuni neomogene la întindere.

Prin bară de secţiune neomogenă se înţelege o bară care se compune din mai multe materiale. Un exemplu curent îl constituie betonul armat.

Este evident că în acest caz trebuie făcut de la început observaţia că deformaţia pentru părţile componente este aceeaşi, deşi modulele de elasticitate şi suprafeţele sînt diferite. Dacă se notează cu:

N — forţa interioară totală;

N_1 — forţa interioară ce revine primului material, al cărui modul de elasticitate este E_1;

N_2 — forţa interioară ce revine celui de-al doilea material, a cărui modul de elasticitate este E_2,

se poate scrie relaţia:

$$N_1+N_2-N=0;\ N=N_1+N_2,$$

în care sînt două necunoscute N_1 şi N_2 şi deci nu se poate determina nici una în mod independent.

Pentru a rezolva problema se foloseşte observaţia că deformaţia este aceeaşi şi se mai obţine o relaţie:

$$\frac{N_1 l}{E_1 A_1}=\frac{N_2 l}{E_2 A_2}.$$

Folosind aceste două relaţii se poate obţine valoarea lui N_1 sau N_2 respectiv:

$$\sigma_1=\frac{N_1}{A_1}\ \text{şi}\ \sigma_2=\frac{N_2}{A_2}.$$

Avem:

$$\frac{N_1}{E_1 A_1}=\frac{N_2}{E_2 A_2}=\frac{N_1+N_2}{E_1 A_1+E_2 A_2}=\frac{N}{E_1 A_1+E_2 A_2};$$

Scanned with OKEN Scanner

rezultă:

$$N_1 = \frac{N \cdot E_1 A_1}{E_1 A_1 + E_2 A_2} \text{ și } N_2 = \frac{N \cdot E_2 A_2}{E_1 A_1 + E_2 A_2}$$

sau:

$$\sigma_1 = \frac{N \cdot E_1}{A_1 E_1 + A_2 E_2} \text{ și } \sigma_2 = \frac{N \cdot E_2}{A_1 E_1 + A_2 E_2}.$$

Ca exemple practice întîlnite curent în industrie, la care se aplică cele arătate pentru secțiunile neomogene, se pot indica stîlpii din beton armat, cablurile, piesele confecționate din două sau trei materiale diferite etc.

Exemplu de calcul. Un cablu este format din 76 de fire de cupru de diametru $\Phi_{Cu}=1$ mm și 40 de fire de oțel cu diametrul $\Phi_{OL} = 1{,}2$ mm.

Să se determine sarcina cu care este permisă încărcarea cablului dacă se cunoaște : $\sigma_{aCu} = 800$ kgf/cm²; $\sigma_{aOL} = 1\,200$ kgf/cm². $E_{Cu} = 1{,}15 \cdot 10^6$ kgf/cm² și $E_{OL} = 2{,}1 \cdot 10^6$ kgf/cm².

Rezolvare:

Din datele problemei rezultă că se cunosc secțiunile celor două materiale:

$$A_{Cu} = 76 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}1^2}{4} = 0{,}597 \text{ cm}^2,$$

$$A_{OL} = 40 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}12^2}{4} = 0{,}45 \text{ cm}^2.$$

Fiecare material poate fi încărcat pînă la valoarea efortului unitar admisibil. Este evident că valorile efective ce se nasc în cele două materiale nu sînt egale și că unul din cele două poate ajunge mai repede la limita admisă.

Valorile eforturilor unitare sînt date de relațiile arătate mai sus, care se pot aduce la forma:

$$\sigma_{Cu} = \frac{N E_{Cu}}{A_{Cu} E_{Cu} + A_{OL} E_{OL}} \text{ și } \sigma_{OL} = \frac{N E_{OL}}{A_{Cu} E_{Cu} + A_{OL} E_{OL}},$$

care se mai pot scrie:

$$\sigma_{Cu} = \frac{N}{A_{Cu} + A_{OL} \frac{E_{OL}}{E_{Cu}}} \text{ și } \sigma_{OL} = \frac{N}{A_{OL} + A_{Cu} \frac{E_{Cu}}{E_{OL}}}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Din aceste expresii se pot obține pentru sarcina totală două relații:

$$N = \sigma_{Cu}\left[A_{Cu} + A_{OL}\frac{E_{OL}}{E_{Cu}}\right] \text{ și}$$

$$N = \sigma_{OL}\left[A_{OL} + A_{Cu}\frac{E_{Cu}}{E_{OL}}\right].$$

Pentru a determina sarcina totală admisă se efectuează calculele și se limitează la valoarea cea mai mică. Se obține:

$$N' = 800\left[0{,}597 + \frac{2{,}1 \cdot 10^6}{1{,}15 \cdot 10^6} \cdot 0{,}45\right] = 1\,150 \text{ kg},$$

$$N'' = 1\,200\left[0{,}45 + \frac{1{,}15 \cdot 10^6}{2{,}1 \cdot 10^6} \cdot 0{,}597\right] = 940 \text{ kg}.$$

Rezultă că sarcina pe care o poate suporta cablul este de 940 kg, deoarece pentru o sarcină mai mare se depășește rezistența admisibilă în firele de oțel.

În general, acele probleme în care numărul necunoscutelor este mai mare decît numărul ecuațiilor de echilibru date de mecanică se numesc probleme static nedeterminate. Rezolvarea acestor probleme static nedeterminate este posibilă dacă se ține seama de relațiile ce se mai pot obține ținînd seama de deformațiile ce se produc, care oferă astfel încă un număr de ecuații, astfel încît sistemul de ecuații se poate rezolva. Pentru ilustrarea unor astfel de situații se poate folosi exemplul din figura 29.

Grinda ABC din figura 29, *a* este articulată în A, este susținută prin două fire DC și DB confecționate din sîrmă de oțel de aceeași grosime. Grinda este încărcată în punctul E cu o sarcină concentrată P. Să se determine eforturile în cele două fire dacă grinda AC se poate considera nedeformabilă și se cunosc toate lungimile și unghiurile din figură (se neglijează greutatea grinzii).

Rezolvare:

Pentru a determina reacțiunile, se izolează grinda și se introduc în locul legăturilor reacțiunile respective: V, H, T_1 și T_2 (fig. 29,*b*), adică două reacțiuni în locul articulației și cîte o forță pentru fiecare fir. Se obțin astfel patru necunoscute și avînd în vedere că statica oferă numai trei ecuații de echilibru, se poate spune că problema este static nedeterminată.

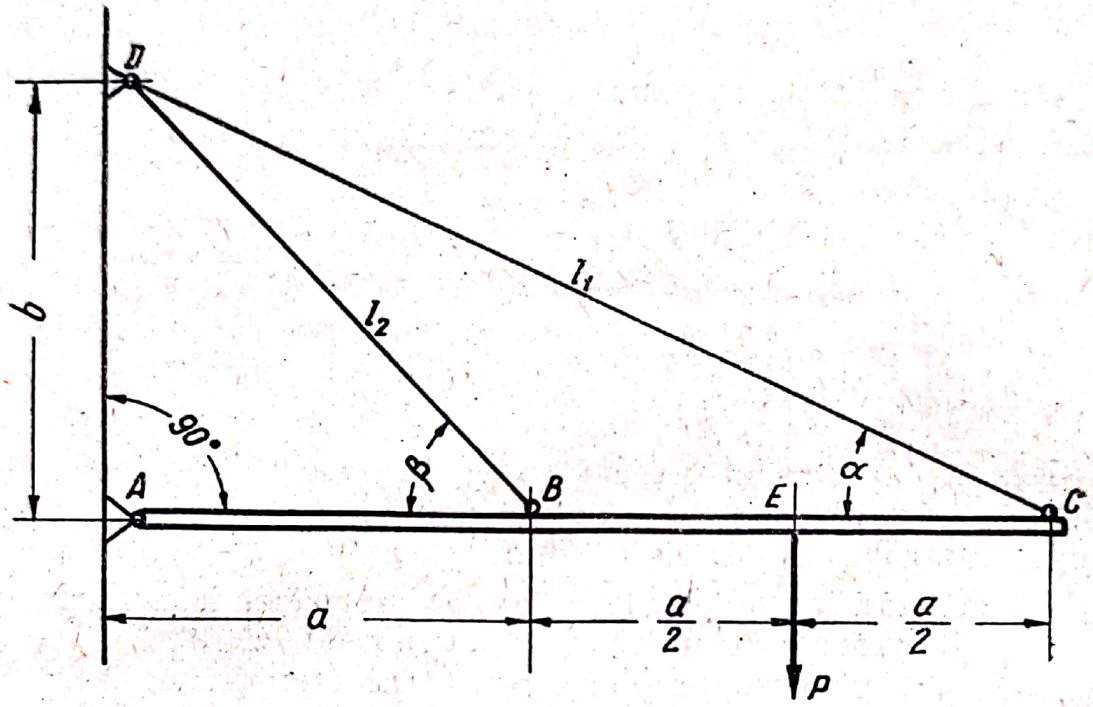
Scanned with OKEN Scanner

Ecuaţiile de echilibru sînt:

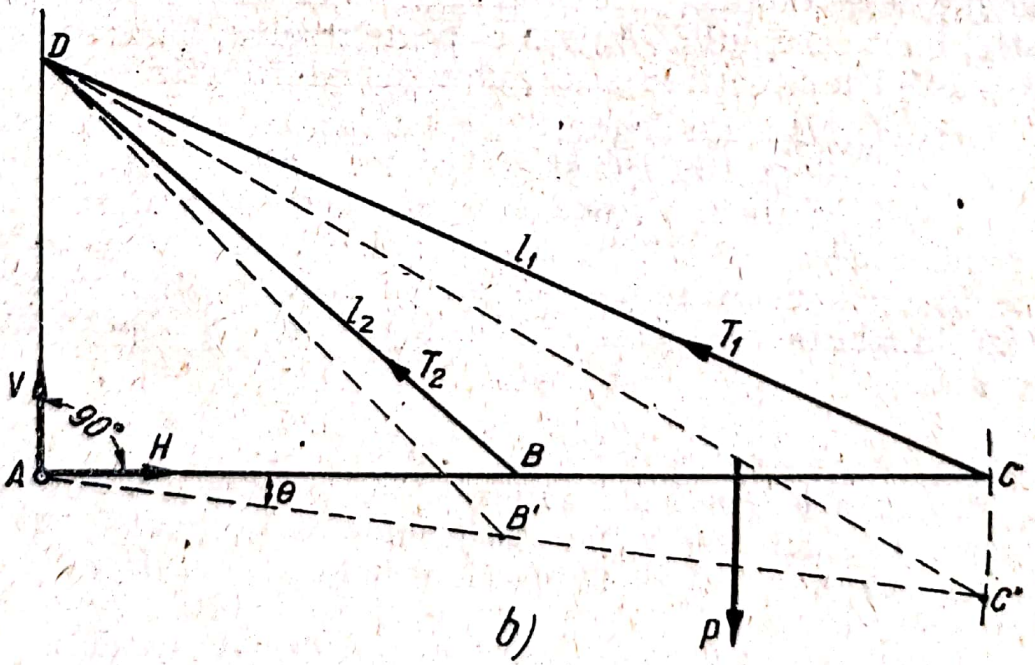
$$H - T_2 \cos \beta - T_1 \cos \alpha = 0$$

$$V + T_2 \sin \beta + T_1 \sin \alpha - P = 0$$

$$aT_2 \sin \beta - \frac{3aP}{2} + 2aT_1 \sin \alpha = 0.$$



a)



b)

Fig. 29. Sistem static nedeterminat.

Din triunghiurile dreptunghice DAB şi DAC se pot obţine expresiile:

$$\sin \beta = \frac{b}{l_2} \quad \text{şi} \quad \sin \alpha = \frac{b}{l_1}.$$

Primele două ecuaţii conţin necunoscutele H şi V care nu interesează, astfel că se poate renunţa la aceste două ecuaţii.

Ecuaţia a treia se poate scrie mai simplu înlocuind $\sin \alpha$ şi $\sin \beta$ prin expresiile lor, astfel că se obţine:

$$T_2 \frac{b}{l_2} + 2T_1 \frac{b}{l_1} = \frac{3}{2} P,$$

o ecuaţie cu două necunoscute.

Pentru rezolvarea problemei se consideră că sistemul se deformează şi bara AC se roteşte cu unghiul θ, foarte mic, ajungînd în poziţia AC'.

Lungimile celor două fire deformate se pot exprima prin relaţiile

$$DB' = \sqrt{b^2 + a^2 - 2ab \cos (90 + \theta)} = \sqrt{l_2^2 - 2ab \cos (90 + \theta)},$$

$$DC' = \sqrt{b^2 + 4a^2 - 2 \times 2ab \cdot \cos (90 + \theta)} = \sqrt{l_1^2 - 4ab \cos (90 + \theta)}$$

unde s-a înlocuit $a^2 + b^2 = l_2^2$ şi $b^2 + 4a^2 = l_1^2$.

Lungirile firelor sînt:

$$\Delta l_2 = DB' - DB = \sqrt{l_2^2 - 2ab \cos (90 + \theta)} - l_2.$$

$$\Delta l_1 = DC' - DC = \sqrt{l_1^2 - 4ab \cos (90 + \theta)} - l_1.$$

Aceste relaţii se mai pot scrie:

$$\Delta l_1 + l_1 = \sqrt{l_1^2 - 4ab \cos (90 + \theta)},$$

$$\Delta l_2 + l_2 = \sqrt{l_2^2 - 2ab \cos (90 + \theta)}.$$

Prin ridicarea la pătrat se obţine:

$$\Delta l_1^2 + l_1^2 + 2 l_1 \Delta l_1 = l_1^2 - 4ab \cos (90 + \theta),$$

$$\Delta l_2^2 + l_2^2 + 2 l_2 \Delta l_2 = l_2^2 - 2ab \cos (90 + \theta).$$

Deformaţiile sînt de fapt valori foarte mici, astfel că valorile Δl_1^2 şi Δl_2^2 sînt neglijabile. Făcînd reducerile şi neglijînd Δl_1^2 şi Δl_2^2 se obţine:

$$l_1 \Delta l_1 = -2ab \cos (90 + \theta),$$

$$l_2 \Delta l_2 = -a.b.\cos (90 + \theta).$$

Scanned with OKEN Scanner

Raportînd cele două egalităţi se obţine:

$$\frac{l_1 \Delta l_1}{l_2 \Delta l_2} = 2.$$

În acest caz s-a obţinut o relaţie geometrică între deformaţii. Deformaţiile sînt însă proporţionale cu forţele ce solicită firele şi sînt date de relaţiile:

$$\Delta l_1 = \frac{T_1 l_1}{E_1 A_1} \text{ şi } \Delta l_2 = \frac{T_2 l_2}{E_2 A_2}.$$

Folosind aceste relaţii se obţine:

$$\frac{T_1 l_1^2}{E_1 A_1} = 2 \frac{T_2 l_2^2}{E_2 A_2}.$$

Deoarece: $E_1 = E_2$ şi $A_1 = A_2$, firele fiind din acelaşi material şi de aceeaşi secţiune, ecuaţia devine:

$$T_1 l_1^2 = 2 T_2 l_2^2.$$

Pe baza deformaţiilor posibile ale sistemului dat s-a obţinut deci ecuaţia nouă. În acest fel pentru determinarea tensiunilor din cele două fire se rezolvă sistemul de ecuaţi

$$T_2 \frac{b}{l_2} + 2 T_1 \frac{b}{l_1} = \frac{3P}{2}$$

$$T_1 l_1^2 = 2 T_2 l_2^2;$$

se obţine:

$$T_1 = \frac{3P}{b} \cdot \frac{l_1 l_2^3}{l_1^3 + 4 l_2^3},$$

$$T_2 = \frac{3P}{2b} \cdot \frac{l_2 l_1^3}{l_1^3 + 4 l_2^3}.$$

2.4.2. **Solicitări la întindere sau compresiune din cauza inexactităţilor de execuţie.** O problemă practică de importanţă deosebită legată de tehnologia fabricaţiei pieselor componente ale maşinilor sau construcţiilor, precum şi de precizia de montare a lor este problema inexactităţilor de execuţie. În toate cazurile, între dimensiunile pieselor stabilite în proiecte şi piesele existente sau ansamblele montate, există mici abateri, care de altfel sînt prevăzute şi admise prin toleranţele stabilite chiar în proiecte. Trebuie observat că o deformaţie cît de mică implică totuşi forţe mari, care de multe ori nu pot fi trecute cu vederea.

În cazul sistemelor static determinate, inexactităţile provenite fie din fabricaţia elementelor componente, fie din erori sau toleranţe de montaj nu provoacă eforturi suplimentare.

Scanned with OKEN Scanner

Astfel, dacă se consideră sistemul de două bare AB și AC, ce susțin o greutate P (fig. 30, *a*), în cazul că o bară ar fi mai scurtă decît s-a prevăzut în proiect, aceasta ar duce la o deformare a triunghiului CAB. În lipsa forței P, eforturile din barele AB și AC ar fi nule și deci nu s-ar produce eforturi suplimentare.

În cazul unui sistem static nedeterminat, ca de exemplu cel din figura 30, *b*, dacă una din bare nu ar avea dimensiunea prevăzută, la montarea sistemului de bare ar apărea eforturi suplimentare. Astfel, dacă bara AD este mai scurtă

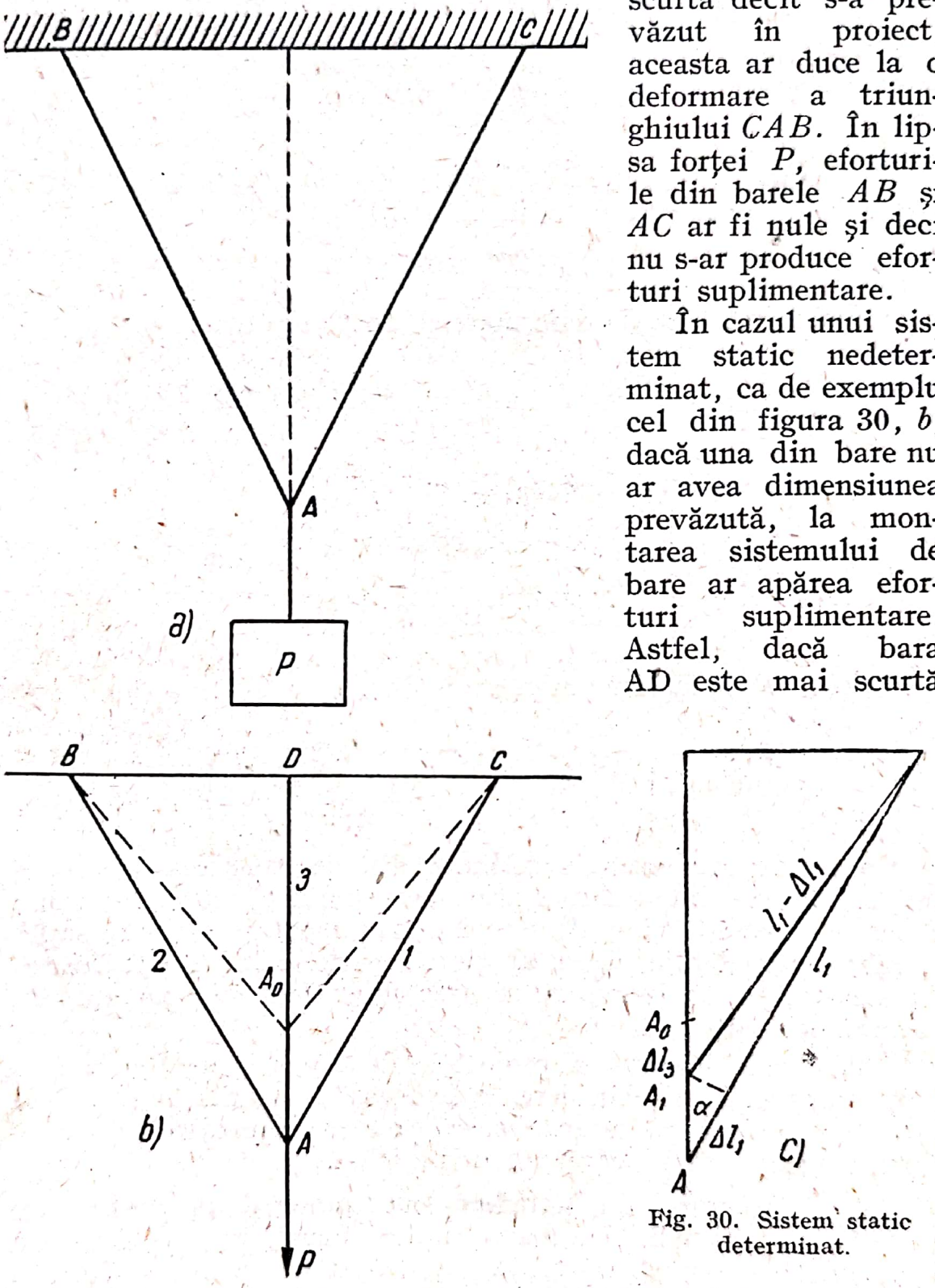


Fig. 30. Sistem static determinat.

decît a fost prevăzut la montare, ea trebuie să se lungească, iar celelalte două se scurtează. Aceasta înseamnă că în aceste bare

se produc solicitări suplimentare. Acest lucru devine şi mai clar din faptul că aceste eforturi suplimentare există chiar dacă forţa P ar fi nulă. Deformarea A_0A e dată de relaţia (fig. 30, *c*):

$$A_0A = A_0A_1 + A_1A \text{ sau}$$

$$A_0A = \Delta l_3 + \frac{\Delta l_1}{\cos \alpha} = \delta.$$

Dacă $P=0$, efortul $N_1=N_2$ este de compresiune, iar efortul N_3 este de întindere. Ecuaţia de echilibru este:

$$N_3 - 2N_1 \cos \alpha = 0.$$

Folosind relaţiile de deformare se poate scrie:

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{E_1 A_1}, \qquad \Delta l_3 = \frac{N_3 l_3}{E_3 A_3} = \frac{N_3 l_1 \cos \alpha}{E_3 A_3}.$$

Se obţine sistemul de ecuaţii:

$$N_3 - 2N_1 \cos \alpha = 0,$$

$$\frac{N_3 l_1 \cos \alpha}{E_3 A_3} + \frac{N_1 l_1}{E_1 A_1 \cos \alpha} = \delta.$$

Prin rezolvarea sistemului se obţine:

$$N_1 = \frac{N_3}{2 \cos \alpha} \text{ şi } N_3 = \frac{\delta E_3 A_3}{l_3 \left[1 + \frac{E_3 A_3}{2 E_1 A_1 \cos^3 \alpha}\right]}.$$

Concluzia care trebuie reţinută din acest exemplu este că în elementele sistemului static nedeterminat arătat se nasc, datorită inexactităţilor de execuţie sau montaj, eforturi suplimentare apreciabile, care ar putea periclita sistemul însuşi. Aceste eforturi suplimentare se nasc chiar dacă sistemul nu este încărcat cu forţa P.

Toleranţele impuse în proiectele de execuţie se bazează de multe ori tocmai pe considerente de această natură. Din această cauză e necesar ca să se urmărească cu toată rigurozitatea respectarea dimensiunilor prevăzute în proiecte.

2.4.3. **Solicitarea la întindere sau compresiune produsă de variaţia temperaturii.** În foarte multe cazuri, piesele aflate în exploatare se află sub influenţa căldurii şi din cauza variaţiilor de temperatură sînt solicitate şi se deformează în mod diferit decît la temperatura obişnuită.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul sistemelor static nedeterminate, variația temperaturii duce la apariția unor eforturi suplimentare, care de multe ori periclitează întreg sistemul.

Pentru a ilustra efectele temperaturii se poate considera o tijă solicitată la întindere sau compresiune și în același timp supusă la încălzire (fig. 31). Efortul unitar ce se naște în secțiunea nn este în acest caz: $\sigma = \frac{F}{A}$. La dimensionarea unei astfel de tije trebuie avut în vedere faptul că σ_a capătă valori diferite pentru temperaturi diferite. Deformația totală a tijei se compune în acest caz din deformația tijei sub acțiunea forței de întindere și deformația tijei sub acțiunea temperaturii, egală cu $l\alpha\Delta t$. Se obține astfel relația pentru deformația totală:

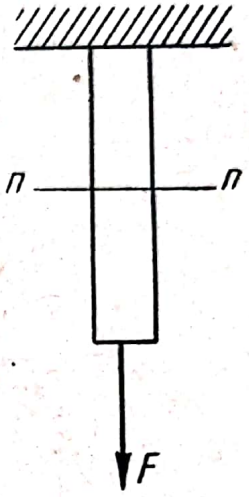


Fig. 31. Sistem static determinat.

$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{E \cdot A} + l\alpha \cdot \Delta t,$$

unde α este coeficientul de dilatare termică liniar și Δt este diferența de temperatură.

Pentru a ilustra solicitarea în cazul sistemelor static nedeterminate se poate lua cazul unei bare încastrate la ambele capete, supusă în același timp la o variație de temperatură de la t_1 la t_2 (fig. 32).

Pentru a putea rezolva problema, se poate considera că bara s-a dilatat liber la unul din capete și apoi a fost comprimată la dimensiunea inițială cu o forță corespunzătoare.

Dilatația termică este dată de relația:

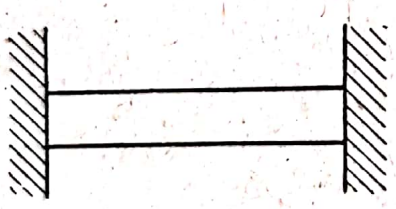


Fig. 32. Bară încastrată la ambele capete.

$$\Delta l = \alpha l(t_2 - t_1)$$

Scurtarea este dată de relația:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A}.$$

Egalînd cele două relații se obține:

$$\frac{N \cdot l}{A \cdot E} = \alpha \cdot l\ (t_2 - t_1) \qquad \text{sau} \qquad \sigma = \frac{N}{A} = E \cdot \alpha\ (t_2 - t_1),$$

adică valoarea efortului unitar ce se naște în bara solicitată la compresiune sub acțiunea variației de temperatură.

Exemplu de calcul. Să se stabilească eforturile unitare ce se produc în cele două materiale din care este făcută bara încastrată la ambele capete din figura 33, dacă se încălzeşte bara astfel că temperatura ei se ridică cu Δt. Se cunosc: lungimile l_1 şi l_2, secţiunile A_1 şi A_2, modulele de elasticitate E_1 şi E_2, coeficienţii de dilatare α_1 şi α_2.

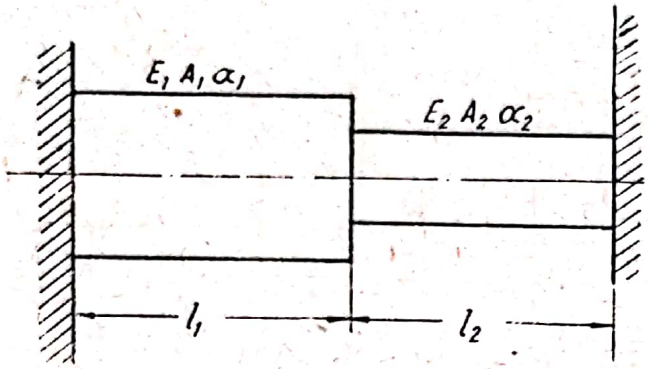


Fig. 33. Deformaţie la variaţii de temperatură.

Rezolvare:

Faptul că bara este încastrată la ambele capete implică o deformaţie nulă, deoarece cele două ziduri nu se deplasează. Se poate considera că bara se dilată liber şi apoi este comprimată deforţă oechivalentă cu forţa interioară ce se naşte în piesă. Deformaţia totală este nulă şi este dată de relaţia:

$$\Delta l = l_1\alpha_1\Delta t + l_2\alpha_2\Delta t - \frac{Nl_1}{E_1A_1} - \frac{Nl_2}{E_2A_2} = 0,$$

de unde:

$$\Delta t(l_1\alpha_1 + l_2\alpha_2) = N\left(\frac{l_1}{A_1E_1} + \frac{l_2}{A_2E_2}\right)$$

şi deci:

$$N = \frac{\Delta t(l_1\alpha_1 + l_2\alpha_2)}{\frac{l_1}{A_1E_1} + \frac{l_2}{A_2E_2}}.$$

Eforturile unitare sînt în acest caz:

$$\sigma_1 = \frac{N}{A_1} = \frac{\Delta t(l_1\alpha_1 + l_2\alpha_2)}{\frac{l_1}{E_1} + \frac{A_1l_2}{A_2E_2}}$$

şi

$$\sigma_2 = \frac{\Delta t(l_1\alpha_1 + l_2\alpha_2)}{\frac{A_2l_1}{A_1E_1} + \frac{l_2}{E_2}}.$$

2.4.4. **Cazul influenţei simultane a mai multor factori.** În cazul sistemelor static nedeterminate, este posibil ca eforturile ce se nasc în piesă să se producă datorită mai multor fac-

Scanned with OKEN Scanner

tori ce intervin simultan, ca: sarcină exterioară, inexactităţi de montaj şi variaţii de temperatură.

Problemele de acest gen se rezolvă în principiu pe două căi. Prima cale constă în considerarea simultană a tuturor factorilor şi în acest caz în relaţiile de calcul se ţine seama că deformaţiile ce se produc sînt rezultatul însumării algebrice a deformaţiilor produse de fiecare factor în parte.

A doua cale se bazează pe metoda suprapunerii efectelor. Rezolvarea problemei se face separat pentru fiecare factor în parte. Eforturile şi eforturile totale, precum şi deformaţiile totale respective se obţin prin însumarea algebrică a valorilor obţinute pentru fiecare factor în parte.

Metoda suprapunerii efectelor este cea mai simplă şi mai des folosită; ea se bazează pe cunoştinţele arătate la fiecare caz în parte.

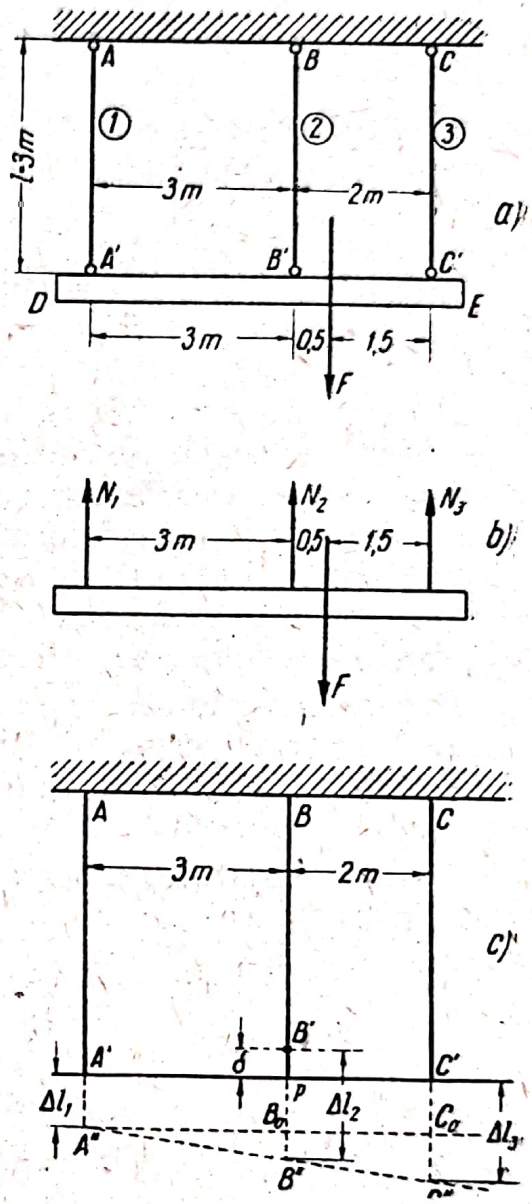


Fig. 34. Problemă static nedeterminată.

Exemplu de calcul. Trei tije veriticale paralele (fig. 34, *a*), de lungime egală cu 3 m, susţin o bară rigidă DE nedeformabilă, pe care se aplică o forţă F de 4 tf. Distanţele dintre barele extreme AA' şi CC' de bara centrală BB' sînt de 3 m, respectiv 2 m. Suportul forţei F se află la distanţa de 0,5 m de bara BB', respectiv 1,5 m de bara CC'. Bara centrală este mai scurtă cu $\delta = 0{,}2$ mm decît este prevăzută în proiect.

Construcţia este supusă în timpul exploatării la încălzire, astfel că temperatura sistemului creşte cu 20 °C.

Să se determine eforturile unitare în cele trei bare dacă se cunosc următoarele date:

bara AA' este confecţionată din cupru $E_1 = 1 \cdot 10^6$ kgf/cm², are secţiunea $A_1 = 2$ cm² şi coeficientul de dilatare $\alpha_1 = 17 \cdot 10^{-6}$;

bara BB' este confecționată din oțel $E_2=2\cdot 10^6 kgf/cm^2$, are secțiunea $A_2=1\ cm^2$ și coeficientul de dilatare $\alpha_2=13\cdot 10^{-6}$;

bara CC' este confecționată tot din oțel și are secțiunea $A_3=3\ cm^2$.

Rezolvare: Sistemul este în echilibru, astfel că se pot scrie ecuațiile de echilibru. În acest scop se izolează bara și se introduc forțele de legătură (fig. 34,*b*).

Se obțin ecuațiile:

$$\Sigma X = 0$$

$$\Sigma Y = N_1 + N_2 - F + N_3 = 0$$

$$\Sigma M_B = 3N_1 - 2N_3 + 0{,}5F = 0.$$

Ecuația de proiecții pe orizontală nu intervine, toate forțele fiind verticale. Se obține astfel un sistem de două ecuații cu trei necunoscute. Pentru a obține un sistem de ecuații rezolvabil se consideră sistemul deformabil și se examinează relațiile geometrice dintre deformații. Aceste relații geometrice vor permite scrierea unei a treia ecuații, care împreună cu primele două vor forma un sistem de trei ecuații cu trei necunoscute.

Deoarece secțiunile barelor nu sînt egale și nu sînt nici din același material, alungirile tijelor vor fi diferite. Bara DE fiind rigidă va căpăta după deformarea tijelor o poziție înclinată, pe care o considerăm posibilă (fig. 34, *c*).

Pentru determinarea relațiilor geometrice dintre deformații se duce linia ajutătoare $A''C_0$. Se obțin astfel două triunghiuri asemenea: $\Delta A''B_0B''$ și $\Delta A''C_0C''$ și se pot scrie relațiile:

$$\frac{B_0B''}{C_0C''} = \frac{3}{5}.$$

Se observă că $B_0B'' = B'B'' - B'P - PB_0$ sau dacă se ține seama că $B'B'' = \Delta l_2$; $B'P = \delta$ și $PB_0 = A'A'' = \Delta l_1$ se poate scrie

$$B_0B'' = \Delta l_2 - \delta - \Delta l_1;$$

de asemenea:

$$C_0C'' = \Delta l_3 - \Delta l_1.$$

Se obține astfel relația:

$$\frac{3}{5} = \frac{\Delta l_2 - \Delta l_1 - \delta}{\Delta l_3 - \Delta l_1}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Deformaţiile se datorează acţiunii simultane a forţelor de întindere şi creşterii temperaturii. Valorile acestor deformaţii sînt date de relaţiile:

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 l}{E_1 A_1} + \alpha_1 \cdot l \cdot \Delta t;$$

$$\Delta l_2 = \frac{N_2 l}{E_2 A_2} + \alpha_2 \cdot l \cdot \Delta t;$$

$$\Delta l_3 = \frac{N_3 l}{E_3 A_3} + \alpha_3 \cdot l \cdot \Delta t.$$

Folosind aceste expresii se obţine ecuaţia căutată:

$$\frac{\frac{N_2 l}{E_2 A_2} + \alpha_2 l \Delta t - \frac{N_1 l}{E_1 A_1} - \alpha_1 l \Delta t - \delta}{\frac{N_3 l}{A_3 E_3} + \alpha_3 l \Delta t - \frac{N_1 l}{E_1 A_1} - \alpha_1 l \Delta t} = \frac{3}{5}.$$

Înlocuind cu datele problemei se obţine sistemul de ecuaţii:

$$N_1 + N_2 + N_3 = 4\,000$$

$$3N_1 - 2N_3 = 2\,000$$

$$\frac{\frac{300N_2}{2 \cdot 10^6 \cdot 1} + 13 \cdot 10^{-6} \cdot 300 \cdot 20 - \frac{300N_1}{1 \cdot 10^6 \cdot 2} - 17 \cdot 10^{-6} \cdot 300 \cdot 20 - 0{,}02}{\frac{300N_3}{2 \cdot 10^6 \cdot 3} + 13 \cdot 10^{-6} \cdot 300 \cdot 20 - \frac{300N_1}{1 \cdot 10^6 \cdot 2} - 17 \cdot 10^{-6} \cdot 300 \cdot 20} = 0{,}6.$$

Rezolvînd acest sistem se obţine:

$$N_1 = 790 \text{ kgf}, N_2 = 1\,020 \text{ kgf şi } N_3 = 2\,190 \text{ kgf}.$$

Eforturile unitare care se nasc în cele trei tije sînt:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{790}{2} = 395 \text{ kgf/cm}^2,$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{1\,020}{1} = 1\,020 \text{ kgf/cm}^2,$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{2\,190}{3} = 730 \text{ kgf/cm}^2.$$

Scanned with OKEN Scanner

Alungirile celor trei tije sînt:

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{E_1 A_1} + \alpha_1 l \Delta t = \frac{790 \cdot 300}{1 \cdot 10^6 \cdot 2} + 17 \cdot 10^{-6} \cdot 300 \cdot 20 =$$

$$= 0{,}1185 + 0{,}1020 = 0{,}2205 \text{ cm};$$

$$\Delta l_2 = \frac{N_2 l_2}{E_2 A_2} + \alpha_2 l \Delta t = \frac{1\,020 \cdot 300}{2 \cdot 10^6 \cdot 1} + 13 \cdot 10^{-6} \cdot 300 \cdot 20 =$$

$$= 0{,}1530 + 0{,}0780 = 0{,}2210 \text{ cm};$$

$$\Delta l_3 = \frac{N_3 l_3}{E_3 A_3} + \alpha_3 l \Delta t \frac{2\,190 \cdot 300}{2 \cdot 10^6 \cdot 3} + 13 \cdot 10^{-6} \cdot 300 \cdot 20 =$$

$$= 0{,}1095 + 0.078 = 0{,}1875 \text{ cm}.$$

Se observă că înclinația barei rigide este inversă celei presupuse inițial. Se obține:

$A'A'' = 0{,}2205$ cm;

$PB'' = B'B'' - \delta = 0{,}2210 - 0{,}0200 = 0{,}2010$ cm;

$C'C'' = 0{,}187$ cm

2.5. Starea de eforturi compusă

2.5.1. Eforturile unitare din secțiunile oblice, în cazul întinderii sau compresiunii axiale. Cunoașterea completă a eforturilor ce se nasc într-o bară supusă la întindere sau compresiune implică cunoașterea eforturilor într-o secțiune înclinată (fig. 35).

Pentru a determina eforturile într-o secțiune înclinată dintr-o bară solicitată la întindere sau compresiune, se poate folosi metoda secțiunii. Mărimea secțiunii *ab* normale pe axa de simetrie a piesei este A_0. În secțiunea oblică ce face unghiul α cu secțiunea normală, mărimea secțiunii este $A_\alpha = \frac{A_0}{\cos \alpha}$.

Efortul unitar în secțiunea normală este $\sigma = \frac{F}{A_0}$.

Forța interioară ce lucrează după direcția axei barei asupra secțiunii înclinate $a_1 b_1$ rezultă din condiția de echilibru și este egală cu F.

Efortul unitar după direcția axei barei este $p_\alpha = \frac{F_1}{A_0} = \frac{F \cos \alpha}{A_0}$,

$$p_\alpha = \sigma \cos \alpha.$$

Scanned with OKEN Scanner

Efortul unitar p_α poate fi înlocuit prin două eforturi unitare perpendiculare între ele: efortul unitar normal σ_α și efortul unitar tangențial τ_α. Valorile acestor eforturi unitare sînt date de expresiile:

$$\sigma_\alpha = p_\alpha \cos \alpha = \sigma \cdot \cos^2 \alpha,$$

$$\tau_\alpha = p_\alpha \sin \alpha = \sigma \sin \alpha \cos \alpha = \frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot \sin 2\alpha.$$

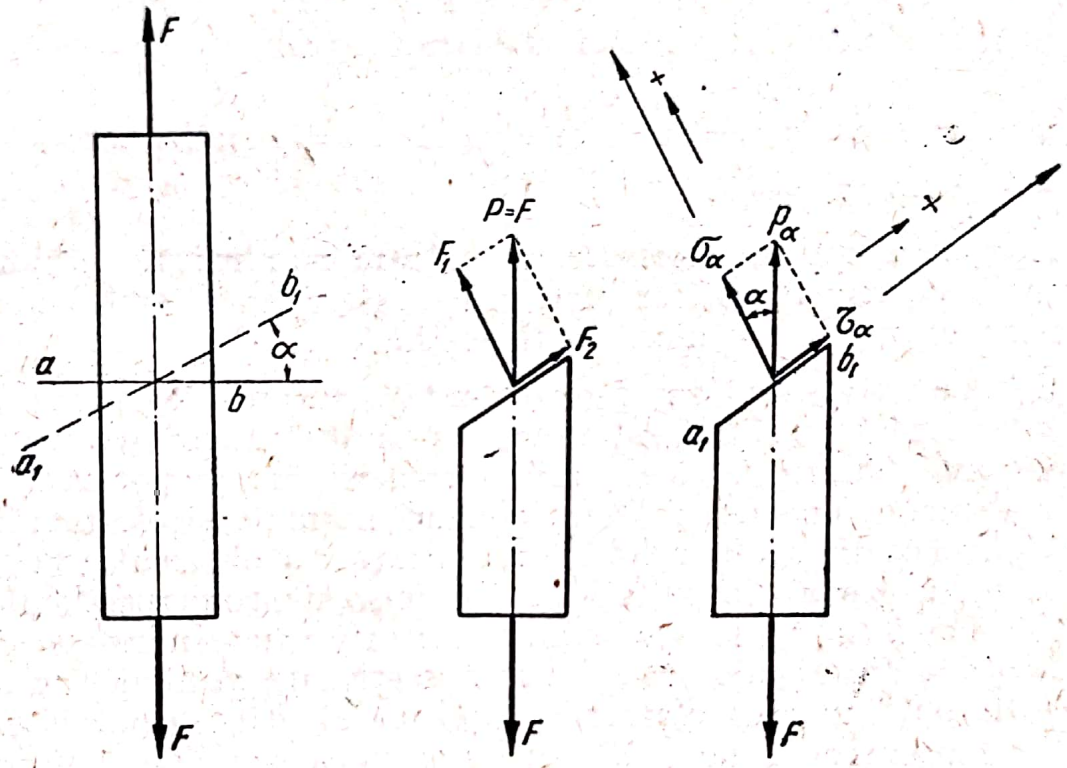


Fig. 35. Eforturi într-o secțiune înclinată.

Pentru semnele acestor eforturi unitare există convenția de a considera drept pozitive eforturile σ_α, eforturile unitare la întindere, adică acelea care coincid cu direcția normalei exterioare.

Eforturile unitare tangențiale τ_α se consideră pozitive dacă sensul lor este astfel încît normala exterioară, pentru a coincide cu ele, trebuie să se rotească în sensul acelor ceasornicului.

Valorile eforturilor unitare σ_α și τ_α variază în funcție de unghiul α.

Pentru a realiza o bună siguranță a pieselor dimensionate este necesar să se cunoască valorile maxime ale eforturilor unitare și secțiunile în care apar aceste valori maxime.

Scanned with OKEN Scanner

Se poate vedea uşor că σ_α este maxim dacă cos $\alpha = 1$, adică $\alpha = 90°$. Deci în cazul secţiunii normale, avem : $\sigma_\alpha = \sigma = \frac{F}{A_0}$.

Efortul unitar σ_α corespunde solicitării de întindere sau de compresiune a materialului, iar efortul unitar τ_α corespunde solicitării de forfecare a materialului. Existenţa celor două tipuri de eforturi unitare implică existenţa a două feluri de deformaţii, şi anume deformaţia longitudinală (lungire sau scurtare) şi deformaţia de lunecare. Legat de aceasta se poate spune că există şi două moduri de rupere a materialului: prin smulgere şi prin lunecare.

De asemenea, τ_α este maxim cînd sin $2\alpha = 1$, adică $2\alpha = 90°$; $\alpha = 45°$ cînd $\tau_\alpha = \frac{\sigma}{2}$.

Eforturile unitare normale au valoare maximă în secţiunea normală pe axa barei, iar eforturile unitare tangenţiale au valoarea maximă în secţiunea înclinată la 45°.

Observaţie importantă. Expresiile eforturilor unitare normale σ_α şi tangenţiale τ_α ne permit să tragem o concluzie importantă, şi anume că în cazul întinderii simple pot avea loc două tipuri de eforturi unitare: eforturi normale şi eforturi tangenţiale. Tot din aceste relaţii se mai poate face observaţia importantă că, în cazul întinderii simple, în secţiunea perpendiculară pe axa barei ($\alpha=0$) se nasc numai eforturi unitare normale, cele tangenţiale fiind nule, $\tau=0$, iar în secţiunile paralele cu axa barei ($\alpha=90°$) nu apar eforturi de nici un fel, atît cele normale cît şi cele tangenţiale fiind nule. Secţiunile în care nu există eforturi unitare tangenţiale se numesc secţiuni principale, iar eforturile unitare normale care acţionează în aceste secţiuni se numesc eforturi unitare principale.

2.5.2. **Starea de eforturi compusă, spaţială. Legea lui Hooke generalizată.** În capitolele anterioare, solicitarea la întindere sau compresiune se realiza după o singură direcţie, şi anume după direcţia barei; acest fel de solicitare poartă numele de întindere sau compresiune simplă. În cazul întinderii sau compresiunii simple, există în orice punct al barei un singur efort unitar principal, dirijat paralel cu forţa de întindere şi cu axa barei, realizîndu-se astfel ceea ce se numeşte stare de eforturi liniară.

În foarte multe cazuri, sub acţiunea forţelor exterioare, materialul este supus la întindere sau compresiune după două sau trei direcţii, determinînd o stare de eforturi compusă.

Scanned with OKEN Scanner

Într-un corp oarecare supus la solicitare în orice punct al său, se pot duce trei planuri normale între ele, care să determine trei secţiuni principale, perpendiculare între ele, în care acţionează trei eforturi unitare normale, principale şi de asemenea normale între ele. În aceste secţiuni principale, eforturile unitare tangenţiale sînt nule. Secţionînd cu cele trei plane, cum s-a arătat, în orice punct al corpului, se poate izola un cub foarte mic (elementar), ale cărui feţe să fie suprafeţe principale, pe care lucrează trei eforturi unitare principale, care de regulă au valori diferite între ele (fig. 36).

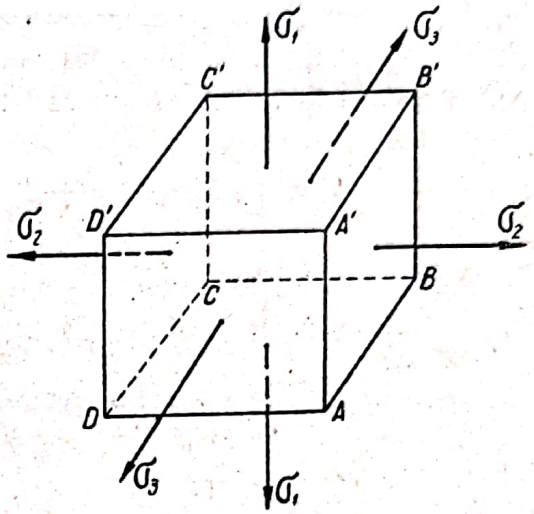


Fig. 36. Starea de eforturi spaţiale.

Dacă asupra unui cub acţionează un sistem de forţe astfel că în feţele principale apar eforturile unitare σ_1, σ_2, σ_3, acţiunea celor trei eforturi se suprapune. Astfel, sub acţiunea efortului σ_1 muchiile paralele cu AA', BB' etc. capătă o alungire, iar suprafaţa perpendiculară pe el se contractă. Dacă se presupune că această contracţie este uniformă, se poate deduce că laturile AD, $A'D'$, BC, $B'C'$, respectiv AB, DC, $A'B'$, $C'D'$ se contractă cu cantităţi egale. Ţinînd seama de mărimea coeficientului lui Poisson, care leagă lungirea longitudinală de contracţia transversală, contracţia muchiilor perpendiculare pe σ_1 este $\varepsilon = -\mu \frac{\sigma_1}{E}$ (semnul minus indică contracţia).

În mod asemănător, simultan cu acţiunea efortului unitar σ_1, asupra cubului acţionează şi σ_2 şi σ_3.

Dacă se iau în considerare muchiile suprafeţei, de exemplu muchia AA', se constată că:

— sub acţiunea efortului unitar σ_1 ($\sigma_1 \parallel AA'$), această muchie capătă o alungire dată de relaţia: $\varepsilon'_1 = \frac{\sigma_1}{E}$;

— sub acţiunea efortului unitar σ_2 ($\sigma_2 \perp AA'$), această muchie se contractă cu o mărime dată de relaţia:

$$\varepsilon''_1 = -\mu \frac{\sigma_2}{E};$$

— sub acțiunea efortului unitar σ_3 ($\sigma_3 \perp AA'$) apare contracția:

$$\varepsilon_1''' = -\mu \frac{\sigma_3}{E}.$$

Pe baza principiului suprapunerii efectelor se poate spune că deformația totală este egală cu suma algebrică a deformațiilor parțiale. Astfel rezultă:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_1' + \varepsilon_1'' + \varepsilon_1''' = \frac{\sigma_1}{E} - \mu \frac{\sigma_2}{E} - \mu \frac{\sigma_3}{E}.$$

Prin analogie se pot scrie deformațiile totale după celelalte două direcții. Se obține în acest mod:

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \mu\left[\frac{\sigma_2}{E} + \frac{\sigma_3}{E}\right],$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \mu\left[\frac{\sigma_3}{E} + \frac{\sigma_1}{E}\right],$$

$$\varepsilon_3 = \frac{\sigma_3}{E} - \mu\left[\frac{\sigma_1}{E} + \frac{\sigma_2}{E}\right].$$

În aceste relații, σ este pozitiv dacă este efort unitar de întindere și negativ dacă este efort unitar de compresiune. Aceste relații constituie o generalizare a legii lui Hooke: $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$ arătată la începutul capitolului și valabilă numai în cazul întinderii sau compresiunii simple.

În cazul stării de eforturi spațiale se produce o variație volumetrică. Dacă se consideră un paralelipiped de laturi a,b,c, volumul inițial înainte de deformație va fi: $V_o = a.b.c$. După deformație, mărimile laturilor vor fi: $(a+\Delta a)$, $(b+\Delta b)$, $(c+\Delta c)$ și expresia volumului va fi:

$$V = (a+\Delta a)\cdot(b+\Delta b)\cdot(c+\Delta c) = a\cdot b\cdot c + ab\Delta c + ac\Delta b +$$

$$+ bc\Delta a + a\Delta b\Delta c + b\Delta c\Delta a + c\Delta a\Delta b + \Delta a\Delta b\,\Delta c =$$

$$= a\cdot b\cdot c\cdot\left[1 + \frac{\Delta c}{c} + \frac{\Delta b}{b} + \frac{\Delta a}{a} + \frac{\Delta a\,\Delta b}{ab} + \frac{\Delta a\,\Delta c}{ac} + \frac{\Delta b\,\Delta c}{bc} +\right.$$

$$\left. + \frac{\Delta a\,\Delta b\,\Delta c}{a\cdot b\cdot c}\right].$$

Scanned with OKEN Scanner

Se neglijează produsele mărimilor deformaţiilor fiind produsele a două sau trei mărimi subunitare; înlocuind în formulă

$$\frac{\Delta_a}{a}=\varepsilon_1;\ \frac{\Delta b}{b}=\varepsilon_2;\ \frac{\Delta c}{c}=\varepsilon_3 \text{ şi } a\cdot b\cdot c=V_0, \text{ rezultă:}$$

$$V=V_0[1+\varepsilon_1+\varepsilon_2+\varepsilon_3].$$

Notînd cu:

$$\theta=\varepsilon_1+\varepsilon_2+\varepsilon_3=\frac{1-2\mu}{E}[\sigma_1+\sigma_2+\sigma_3]$$

şi

$$\sigma_u=\frac{\sigma_1+\sigma_2+\sigma_3}{3}$$

media eforturilor unitare principale, se poate scrie:

$$\theta=\frac{(1-2\mu)3}{E}\cdot\sigma_u.$$

Mărimea $\frac{E}{3(1-2\mu)}=K$ se numeşte modulul deformaţiei volumetrice. Folosind această notaţie se obţine:

$$\theta=\frac{\sigma_u}{K}.$$

În cazul particular în care eforturile unitare σ_1, σ_2, σ_3 sînt egale între ele, se observă că: $\theta=3\cdot\varepsilon$ şi deci

$$\varepsilon=\frac{\sigma_u}{3K}.$$

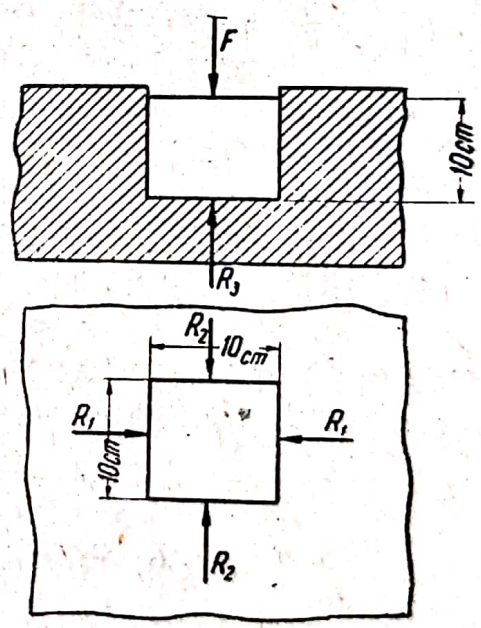


Fig. 37. Cub solicitat spaţial la compresiune.

Exemplu de calcul. Un cub de alamă cu latura $a=10$ cm este introdus într-un tipar masiv din oţel special, care poate fi considerat absolut rigid, şi este comprimat centric cu o forţă $F=30$ *tf*. Se cere să se determine eforturile unitare ce se nasc în alamă şi forţele cu care alama va apăsa pe feţele tiparului (fig. 37).

Rezolvare: Pentru a determina eforturile se observă că cele trei eforturi ce se nasc după cele trei direcţii sînt eforturi principale şi deci deformaţiile sînt date de legea lui Hooke ge-

neralizată. Se observă că deoarece tiparul este rigid se poate scrie:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0$$

$$\varepsilon_1 = -\frac{\sigma_1}{E} + \left(\frac{\sigma_2}{E} + \frac{\sigma_3}{E}\right)\mu = 0$$

$$\varepsilon_2 = -\frac{\sigma_2}{E} + \left(\frac{\sigma_1}{E} + \frac{\sigma_3}{E}\right)\mu = 0$$

În acest sistem de ecuaţii σ_1 şi σ_2 sînt necunoscute iar σ_3 este cunoscut şi are valoarea

$$\sigma_3 = \frac{F}{a_2} = \frac{30\,000}{100} = 300 \text{ kgf/cm}^2.$$

Sistemul devine:

$$\varepsilon_1 = -\frac{\sigma_1}{E} + \mu\left(\frac{\sigma_2}{E} + \frac{300}{E}\right) = 0$$

$$\varepsilon_2 = -\frac{\sigma_2}{E} + \mu\left(\frac{\sigma_1}{E} + \frac{300}{E}\right) = 0$$

Pentru alamă, valoarea coeficientului lui Poisson se ia din tabela 8: $\mu = 0{,}36$.

Se obţine sistemul de ecuaţii:

$$-\sigma_1 + 0{,}36[\sigma_2 + 300] = 0$$
$$-\sigma_2 + 0{,}36[\sigma_1 + 300] = 0$$

sau

$$-\sigma_1 + 0{,}36\sigma_2 = -108$$
$$+0{,}36\sigma_1 - \sigma_2 = -108.$$

Rezultă:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = 168{,}75 \text{ kgf/cm}^2.$$

Forţele de apăsare sînt:

$$R_1 = R_2 = 100 \cdot 168{,}75 = 16\,875 \text{ kgf} = 16{,}875 \text{ tf}.$$

2.6. Eforturi unitare de contact

În foarte multe cazuri întîlnite în practică, forţele exterioare care produc solicitarea de compresiune acţionează pe o suprafaţă foarte mică în comparaţie cu dimensiunile pieselor care vin în contact. Un exemplu concludent îl constituie comportarea materialului în cazul transmiterii presiunii roţilor materialului rulant pe şine sau transmiterea presiunii în rulment

de la bilă la inelul rulmentului. În aceste cazuri este vorba de contactul dintre două suprafeţe sferice sau dintre doi cilindri de raze diferite şi cu generatoarele dispuse în cruce, contact care se realizează teoretic într-un punct.

Practic, trebuie avut în vedere faptul că, în momentul transmiterii sarcinii, suprafeţele de contact se deformează, astfel că se realizează o suprafaţă de contact de formă eliptică.

Datorită faptului că sub acţiunea forţei centrale materialul din interiorul piesei are tendinţa de a se dilata lateral, se deduce că în material apare o stare de eforturi compusă, spaţială. Dacă se izolează în mod corespunzător în regiunea unui punct din interiorul piesei, apropiat de punctul de contact, un cub elementar ale cărui suprafeţe să fie principale, materialul cubului este întins sau comprimat de trei eforturi unitare principale. În acest caz, aceste eforturi principale poartă numele de eforturi unitare locale. Valoarea acestor eforturi unitare este în regiunea suprafeţei de contact foarte mare, dar scade rapid pentru punctele aflate în afara acestei suprafeţe.

Rezistenţa materialului este foarte ridicată în cazul solicitării prin contact; astfel, oţelul poate rezista la presiuni foarte ridicate, mergînd la valori de ordinul 35 000—40 000 kgf/cm². Suprafaţa de contact are forma unei elipse a cărei ecuaţie este: $Ax^2 + By^2 = c = \text{const.}$, unde A şi B sînt mărimi ce depind de razele principale de curbură ale suprafeţelor aflate în contact.

Ceea ce interesează în primul rînd este rezistenţa maximă ce se naşte în regiunea contactului.

Dacă se notează cu $a = \sqrt{\frac{c}{A}}$ şi $b = \sqrt{\frac{c}{B}}$ semiaxele elipsei, expresia efortului unitar maxim este dată de relaţia:

$$\sigma_{max} = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi \cdot a \cdot b}.$$

Valoarea efortului unitar maxim în centrul elipsei este dată de relaţia:

$$\sigma_{max} = \alpha \sqrt[3]{4F \cdot a^2 \cdot E^2},$$

în care:

F este forţa totală care se transmite în momentul contactului, în kgf;

A — un coeficient ce se măsoară în $\frac{1}{\text{cm}}$;

α — un coeficient adimensional ce depinde de raportul A/B şi are valorile indicate în tabela 9.

Scanned with OKEN Scanner

Tabela 9

Valorile coeficientului α din formulă

$\frac{A}{B}$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
α	0,388	0,400	0,420	0,440	0,468	0,490	0,536	0,600

$\frac{A}{B}$	0,2	0,015	0,10	0,05	0,02	0,01	0,007
α	0,716	0,800	0,970	1,280	1,800	2,271	3,202

În funcţie de coeficienţii A şi B şi de razele de curbură ale suprafeţelor de contact, în tabela 10 se dau valorile eforturilor unitare maxime.

În punctul periculos situat în interiorul corpurilor care se află în contact, efortul unitar echivalent are valoarea:

$$\sigma_{echiv} = 0{,}5\,\sigma_{max}.$$

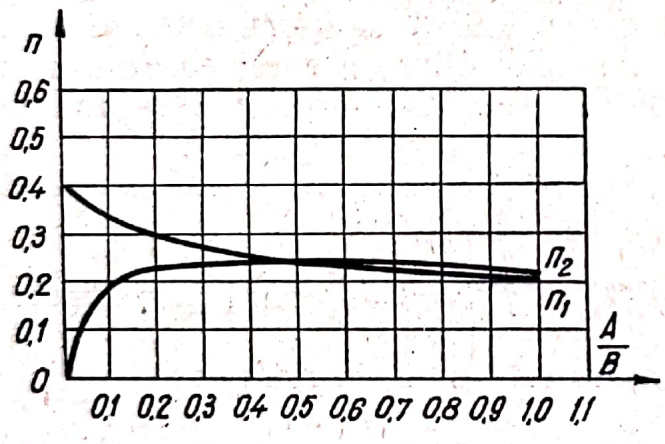


Fig. 38. Valorile coeficienţilor n_1 şi n_2, necesare la calculele în cazul eforturilor unitare de contact.

În centrul elipsei de contact, la suprafaţă chiar, valoarea efortului este:

$$\sigma_{echiv} = n_1\,\sigma_{max},$$

iar la extremitatea semiaxei mari

$$\sigma_{echiv} = n_2\,\sigma_{max}.$$

Valorile coeficienţilor n_1 şi n_2 se dau în funcţie de raportul A/B în diagrama din figura 38.

2.7. Strivirea

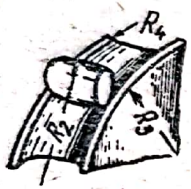
Fenomenul de strivire apare ca un caz particular al compresiunii. Strivirea este o solicitare asemănătoare cu compresiunea, care se manifestă local, în zona suprafeţei corpului în

Scanned with OKEN Scanner

Formule pentru coeficienţii A, B şi σ_{max} *Tabela 10*

Forma corpurilor care vin în contact		Coeficienţii ecuaţiei elipsei de contact		Eforturile unitare maxime
Schema contactului	Dimensiunile corpurilor care vin în contact	A	B	σ_{max}
	Două sfere cu razele R_1 şi R_2	$\frac{R_1+R_2}{2R_1R_2}$	$\frac{R_1+R_2}{2R_2R_1}$	$0{,}388\sqrt[3]{FE^2\frac{(R_1+R_2)^2}{(R_1R_2)^2}}$
	Sferă cu raza R_1 şi suprafaţă sferică cu raza R_2	$\frac{R_2-R_1}{2R_1R_2}$	$\frac{R_2-R_1}{2R_1R_2}$	$0{,}388\sqrt[3]{FE^2\frac{(R_2-R_1)^2}{(R_1R_2)^2}}$
	Sferă cu raza R şi plan ($R_2=\infty$)	$\frac{1}{2R}$	$\frac{1}{2R}$	$0{,}388\sqrt[3]{FE^2\frac{1}{R^2}}$
	Sferă cu raza R_1 şi cilindru cu raza R_2 ($R_2>R_1$)	$\frac{1}{2R_1}$	$\frac{1}{2}\left(\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_2}\right)$	$\alpha\sqrt[3]{\frac{FE^2}{R_1^2}}$
	Sferă cu raza R_1 şi jgheab cilindric cu raza R_2 ($R_2>R_1$)	$\frac{1}{2}\left(\frac{1}{R_1}-\frac{1}{R_2}\right)$	$\frac{1}{2R_1}$	$\alpha\sqrt[3]{\frac{FE^2(R_2-R_1)^2}{(R_1R_2)^2}}$

Scanned with OKEN Scanner

	Sferă cu raza R_1 și jgheab circular cu razele R_2 și R_3 (palier cu bile) ($R_2 > R_3$)	$\frac{1}{2}\left(\frac{1}{R_1}-\frac{1}{R_2}\right)$	$\frac{1}{2}\left(\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_3}\right)$	$\alpha\sqrt[3]{\frac{FE^2(R_2-R_1)^2}{(R_1R_2)^2}}$
	Palier cu role, cu razele R_1 și R_2, și jgheab circular, cu razele R_3 și R_4	$\frac{1}{2}\left(\frac{1}{R_2}-\frac{1}{R_4}\right)$	$\frac{1}{2}\left(\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_3}\right)$	$\alpha\sqrt[3]{\frac{FE^2(R_4-R_2)^2}{(R_2R_4)^2}}$
	Doi cilindri încrucișați cu razele R_1 și R_2 ($R_2 > R_1$)	$\frac{1}{2R_2}$	$\frac{1}{2R_1}$	$\alpha\sqrt[3]{\frac{FE^2}{R_2^2}}$
	Doi cilindri cu axele paralele, cu razele R_1 și R_2	—	$\frac{1}{2}\left(\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_2}\right)$	$0{,}418\sqrt{\frac{FE}{1}\cdot\frac{R_1-R_2}{R_1R_2}}$
	Cilindru cu raza R și plan ($R_2=\infty$)	—	$\frac{1}{2R}$	$0{,}418\sqrt{\frac{FE}{1-R}}$

Scanned with OKEN Scanner

care sînt aplicate sarcinile, fără ca suprafaţa de contact să fie un punct. În cazul strivirii, contactul se realizează pe o suprafaţă mai întinsă şi eforturile unitare se consideră uniform repartizate.

Exemple de solicitare la strivire sînt: strivirea pereţilor găurilor de nituri sau şuruburi de tablele sau piesele îmbinate, strivirea pe suprafaţe a reazemelor grinzilor.

Comportarea la strivire a materialului diferă de comportarea sa obişnuită la compresiune. Din această cauză, valorile pentru rezistenţele admisibile diferă la strivire de cele folosite la compresiune.

În cazul oţelului, rezistenţa admisibilă la strivire se ia aproximativ de două ori valoarea rezistenţei admisibile la compresiune.

Rezistenţa la strivire pentru lemn este redusă dacă suprafaţa strivită este paralelă cu fibrele, şi anume:

$$\sigma_{as} \approx (0{,}15 \ldots 0{,}25)\, \sigma_a,$$

iar dacă suprafaţa de strivire este perpendiculară pe linia fibrelor, valoarea rezistenţei la strivire este ceva mai mică decît rezistenţa admisibilă la compresiune:

$$\sigma_{as} \approx 0{,}7 \sigma_a.$$

Pentru dimensionarea sau verificarea la strivire se folosesc aceleaşi relaţii ca la compresiune sau întindere:

$A_{nec} = \dfrac{N}{\sigma_{as}}$: la dimensionare,

$\sigma_{ef} = \dfrac{N}{A_{ef}} \leqslant \sigma_{as}$: la verificare,

$N = A\sigma_{as}$: la verificarea capacităţii de încărcare.

3. FORFECAREA

3.1. Definirea şi caracterizarea solicitării

Fenomenul de forfecare are loc într-o secţiune a unui corp, dacă el este acţionat de două forţe paralele, egale şi opuse, avînd liniile de acţiune la o distanţă foarte mică una de alta, paralele cu secţiunea de forfecare.

Scanned with OKEN Scanner

Fenomenul de forfecare poate apare într-o secţiune oarecare şi în cazul unei solicitări mai complexe. Cazul indicat reprezintă însă cazul cel mai simplu, cazul forfecării simple.

Pentru ilustrare se poate lua cazul solicitării la forfecare a barei reprezentate în figura 39.

Forţele F egale, paralele şi opuse, avînd liniile de acţiune apropiate, tind să taie bara făcînd ca partea din stînga a barei să alunece faţă de partea din dreapta de-a lungul secţiunii mn. Dacă se aplică metoda secţionării corpului, se poate considera numai partea din stînga şi forţele care o ţin în echilibru, adică forţa exterioară F şi forţa interioară T cuprinsă în secţiune, egală şi de sens contrar forţei F. Această forţă interioară cuprinsă în planul secţiunii mn se numeşte forţă tăietoare şi în cazul dat este egală cu forţa F. Datorită faptului că este cuprinsă în planul secţiunii şi deci tangentă la ea, această forţă poartă numele de forţă tangenţială.

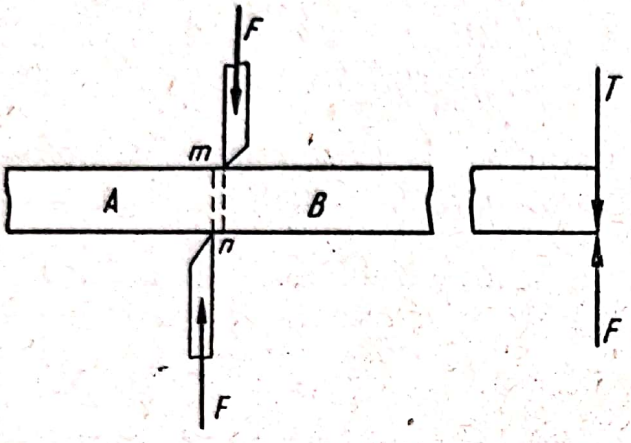


Fig. 39. Forfecarea.

3.1.1. **Eforturi unitare tangenţiale şi repartizarea lor.** Fenomenul de forfecare depinde în mod direct proporţional de mărimea forţei tăietoare. Trebuie remarcat faptul că, în fenomenul de forfecare, mărimea secţiunii mn (fig. 39) intervine invers proporţional. Pentru a putea studia forfecarea în cazul unui material, e necesar să se folosească noţiunea de efort unitar. Dacă se raportează forţa tăietoare T la suprafaţa secţiunii mn, de mărime A, şi se admite că sarcina este repartizată uniform pe toată secţiunea, se obţine valoarea efortului unitar tangenţial

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{F}{A}.$$

Ipoteza repartizării în mod uniform pe toată secţiunea barei este valabilă numai în cazul pieselor de secţiune mică.

În cazul secţiunilor mari, fenomenul este ceva mai complex, iar repartizarea eforturilor unitare nu se mai poate considera uniformă.

Scanned with OKEN Scanner

Trebuie remarcat faptul că în piesa solicitată la forfecare, aşa cum s-a arătat, în secţiunea mn există de fapt şi un cuplu al forţelor F. În cazul forfecării simple, acest cuplu este mic şi poate fi neglijat.

3.1.2. Deformaţia în cazul forfecării. În cazul forfecării se produce o deformaţie care constă în lunecarea a două secţiuni apropiate una faţă de alta. În acest scop, e bine să se analizeze

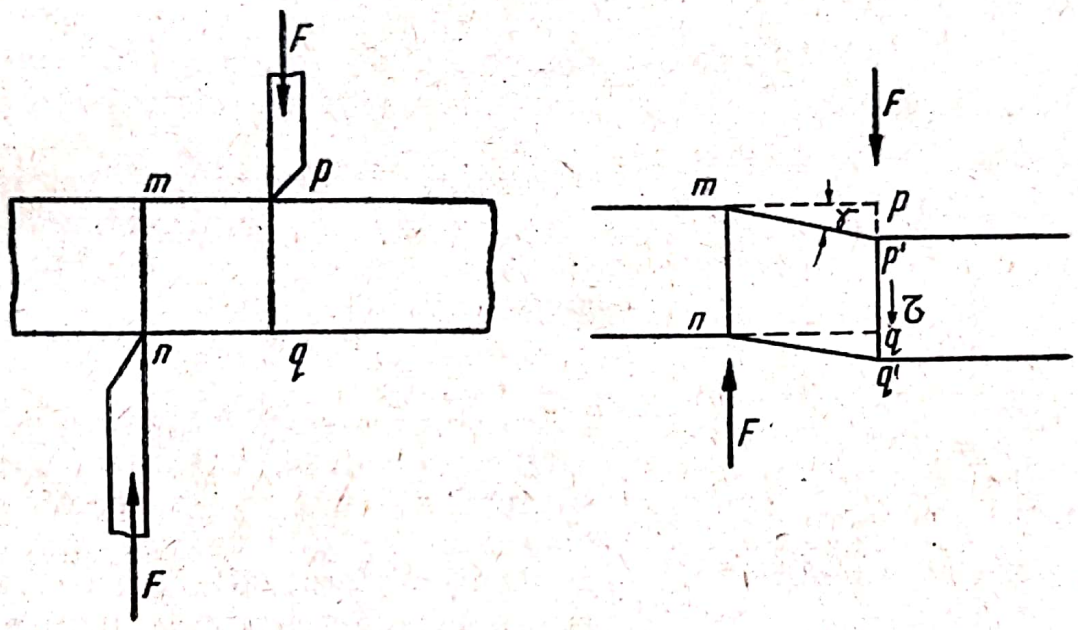


Fig. 40. Deformaţia în cazul forfecării.

forfecarea unei bare sub acţiunea a două forţe F ce lucrează pe direcţiile: mn şi pq. Se observă că aceste două secţiuni capătă o lunecare (fig. 40). Deplasarea unui punct din secţiune (de exemplu q în punctul q') se numeşte lunecare absolută. În problemele şi calculele de rezistenţă se foloseşte curent mărimea numită lunecare specifică γ.

Deformaţiile ce se produc curent în domeniul elastic pot fi considerate drept foarte mici. Acestea înseamnă că unghiul γ din figură este un unghi foarte mic. Dacă se consideră $\overline{mp} = \overline{mp'}$, pe baza faptului că deformaţia este mică se poate spune că segmentul pp' este aproximativ egal cu lungimea arcului de cerc pp' ce se obţine prin rotirea razei mp cu unghiul γ pînă capătă poziţia mp'. Se obţine:

$$pp' = \gamma \cdot mp.$$

Scanned with OKEN Scanner

Lunecarea specifică este mărimea deplasării pp' în cazul în care raza mp este considerată egală cu unitatea. Rezultă valoarea lunecării specifice în radiani

$$\gamma = \frac{\overline{pp'}}{\overline{mp}}.$$

3.1.3. Legea lui Hooke aplicată în cazul forfecării. Legea lui Hooke este valabilă în domeniul elastic și în cazul forfecării, avînd expresia adecvată fenomenului de forfecare, și exprimă legătura dintre efortul unitar și deformare.

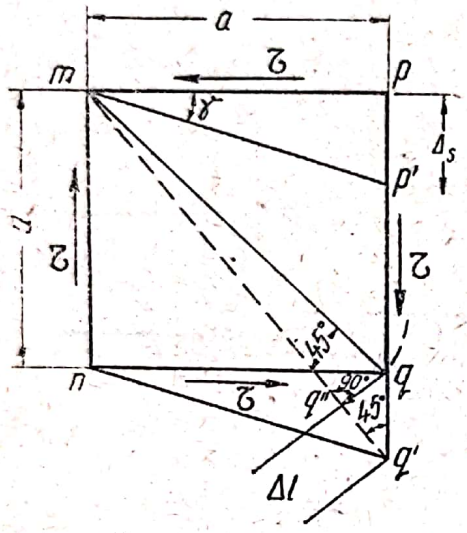


Fig. 41. Alunecarea.

Pentru a determina legătura dintre deformare și efortul unitar se poate porni de la un element $mnpq$ solicitat numai la lunecare simplă, izolat din corpul forfecat (fig. 41).

Lunecarea specifică este indicată prin unghiul γ. Sub acțiunea eforturilor unitare tangențiale, elementul se deformează. Pentru a studia deformațiile se fixează latura mn și se permite deplasarea laturii opuse pq în $p'q'$. Lunecarea absolută a laturii este $\Delta s = pp' = qq'$. Datorită acestei lunecări, elementul $mnpq$ se deformează, unghiurile drepte devenind ascuțite sau obtuze, variind cu unghiul γ, lunecarea specifică.

În urma deformării elementului, în figură se observă că diagonala mq se lungește și se deplasează în poziția mq'. Pentru a determina lungirea diagonalei se duce din m, ca centru, un arc de cerc cu raza mq, pînă se intersectează cu diagonala mq'. Rezultă că lungirea diagonalei mq este: $q''q' = \Delta l$.

Pentru a determina o legătură între lungirea diagonalei și lunecarea absolută se ia în considerare triunghiul $qq'q''$ (fig. 42). Deoarece deformațiile se petrec în domeniul elastic, valorile lor sînt foarte mici, astfel că triunghiul $qq'q''$ se poate considera dreptunghic în q'', iar unghiul din q' de 45°. Din figură se obține:

$$q'q'' = qq' \cos 45° \text{ sau:}$$

$$\Delta l = \Delta s \cdot \cos 45°.$$

Lungimea diagonalei mq este: $l = \frac{a}{\sin 45°}$.

Lungirea specifică a diagonalei este: $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$.

Rezultă: $\varepsilon = \frac{\Delta s \cdot \cos 45°}{\frac{a}{\sin 45°}} = \frac{\Delta s}{a} \cos 45° \sin 45°$.

Se observă că: $\frac{\Delta s}{a} = \gamma$ şi deci

$$\varepsilon = \frac{a\gamma}{a} \cos 45° \sin 45° = \gamma \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = \frac{1}{2}\gamma.$$

Relaţia $\varepsilon = \frac{1}{2}\gamma$ arată că există o legătură bine determinată între deformaţia specifică la întindere şi lunecarea specifică la forfecare. Aceasta denotă de asemenea o legătură între eforturile unitare normale şi cele tangenţiale, deci o anumită situaţie în cadrul eforturilor compuse ce se produc.

Pentru a studia relaţiile ce există între eforturi, este necesar să se determine variaţia eforturilor unitare normale şi tangenţiale. Pentru aceasta se poate izola din corp un paralelipiped dreptunghic, pe ale cărui feţe laterale acţionează simultan eforturile unitare principale σ_1 şi σ_2, reprezentat în figura 43.

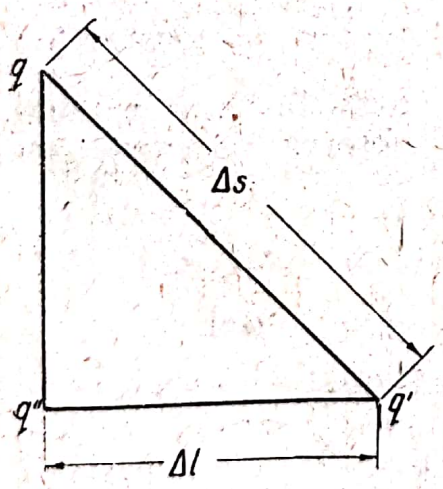


Fig. 42. Alunecarea.

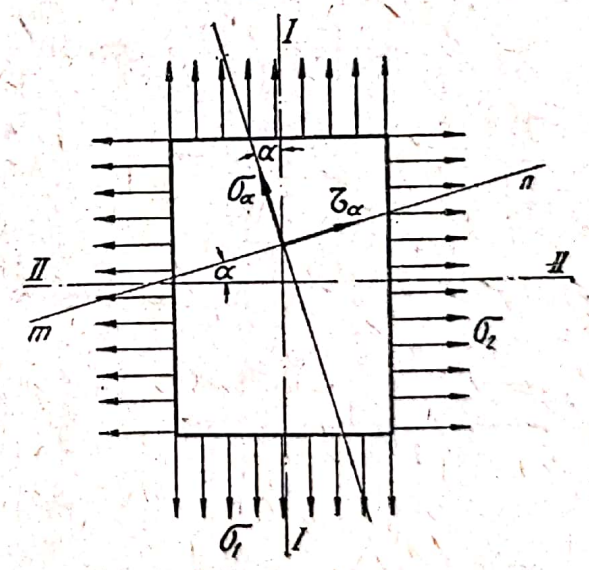


Fig. 43. Eforturi compuse.

O secţiune oarecare normală la secţiunea mn face cu direcţiile I—I şi II—II, denumite direcţii principale, unghiurile $\alpha_1 = \alpha$ şi $\alpha_2 = 90° + \alpha$.

Eforturile σ_α şi τ_α ce se nasc în această secţiune rezultă pe baza principiului suprapunerii, din descompunerea celor două eforturi după direcţia normalei şi a tangentei la secţiune, astfel că rezultă:

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \sin^2 \alpha,$$

$$\tau_\alpha = \frac{1}{2} \sigma_1 \sin 2\alpha - \frac{1}{2} \sigma_2 \sin 2\alpha.$$

Dacă se determină eforturile unitare normale şi tangenţiale într-o altă secţiune pp', perpendiculară pe mn (fig. 44), se obţine:

$$\beta = 90^\circ + \alpha,$$

$$\sigma_\beta = \sigma_1 \cos^2 \beta + \sigma_2 \sin^2 \beta,$$

$$\tau_\beta = \frac{+1}{2} \sigma_1 \sin 2\beta + \frac{-1}{2} \sigma_2 \sin 2\beta,$$

sau:

$$\sigma_\beta = \sigma_1 \sin^2 \alpha + \sigma_2 \cos^2 \alpha$$

şi

$$\tau_\beta = -\frac{1}{2} \sigma_1 \sin 2\alpha + \frac{1}{2} \sigma_2 \sin 2\alpha.$$

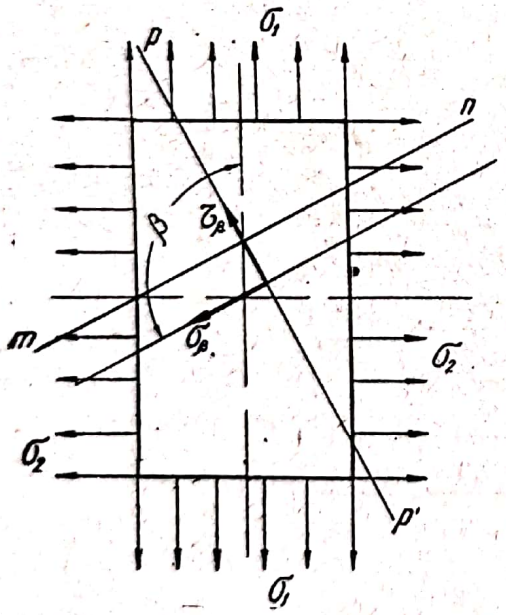


Fig. 44. Starea plană a eforturilor.

Se observă că dacă se face suma eforturilor unitare normale se obţine:

$$\sigma_\alpha + \sigma_\beta = \sigma_1 + \sigma_2 = \text{constantă}.$$

Pentru eforturile unitare tangenţiale se observă că există relaţia:

$$\tau_\alpha = -\tau_\beta.$$

Se poate enunţa deci:

Suma eforturilor unitare normale după două secţiuni perpendiculare între ele este constantă şi egală cu suma eforturilor unitare principale.

Eforturile unitare tangenţiale din două secţiuni perpendiculare între ele sînt egale între ele în valoare absolută şi de semn contrar.

Scanned with OKEN Scanner

Această lege poartă numele de legea dualității eforturilor unitare și are loc în toate cazurile de solicitare.

Pentru a se cunoaște distribuția eforturilor unitare este important să se cunoască valorile lor maxime.

În caz că se face convenția ca $\sigma_1 > \sigma_2$, se observă ușor că pentru efortul unitar normal, valoarea maximă are loc dacă $\alpha = 0$ deci $\sigma_{\alpha\ max} = \sigma_1$ și valoarea minimă pentru $\alpha = 90°$, deci $\sigma_{\alpha\ min} = \sigma_2$. În secțiunile în care apar eforturile unitare normale maxime și minime, efortul unitar tangențial este nul. Acestea sînt deci secțiuni principale.

De asemenea, τ_α este maxim pentru $\alpha = 45°$, deci

$$\tau_{\alpha\ max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}.$$

Rezultă că eforturile unitare normale maxime și minime într-un punct sînt tocmai eforturile unitare normale principale σ_1 și σ_2, iar eforturile unitare tangențiale maxime au loc în secțiunea înclinată la 45° și sînt egale cu semidiferența eforturilor principale.

Aceste legi sînt foarte importante pentru determinarea corelației ce există în cazul lunecării, între lunecarea specifică, lungirea specifică, eforturile unitare normale și cele tangențiale.

Dacă se consideră un element de volum cubic, asupra fețelor căruia acționează numai eforturi unitare de forfecare

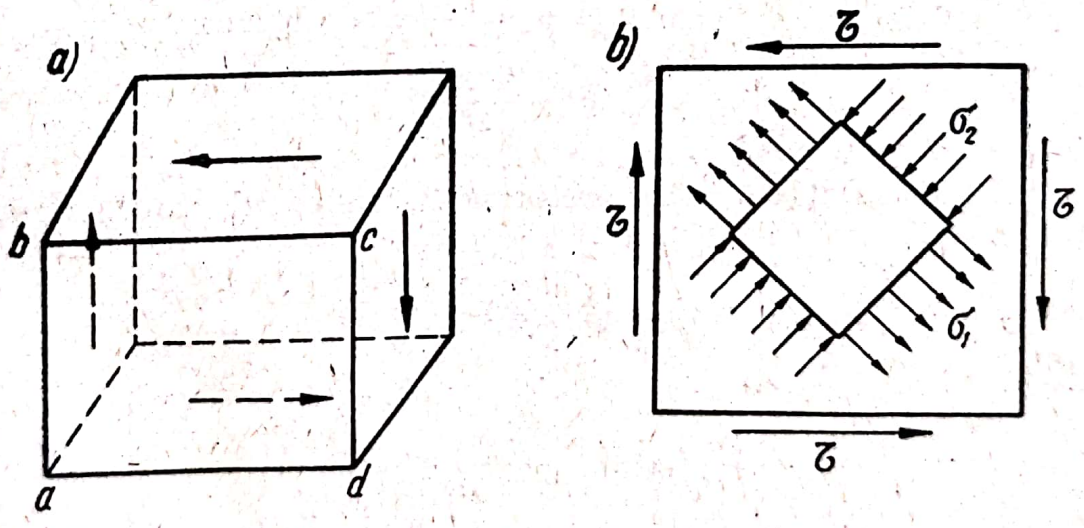


Fig. 45. Starea spațială a eforturilor.

(fig. 45, *a*), pe fața *abcd* se presupune că nu există nici un fel de eforturi, aceasta denotînd că este o secțiune principală care determină o direcție principală. Pentru a determina celelalte

secţiuni (direcţii) principale este necesar să se determine în planul *abcd* direcţiile după care valorile eforturilor unitare tangenţiale sînt nule. Avînd în vedere faptul că pe cele patru laturi ale feţei *abcd* acţionează eforturi unitare tangenţiale egale şi de sens contrar, este uşor de văzut că pe direcţiile diagonalelor eforturilor tangenţiale rezultate sînt nule (fig. 45, *b*). Rezultă că acestea sînt direcţii principale:

$$\tau_{\alpha=45^\circ} = \tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cdot \sin 90^\circ,$$

$$\sigma_{\alpha=45^\circ} = 0 = \sigma_1 + \sigma_2.$$

Rezultă: $\sigma_1 = -\sigma_2$ şi $\sigma_1 = \tau$.
Rezultă în final: $\sigma_1 = \tau$ şi $\sigma_2 = -\tau$.

Pentru a determina relaţiile ce există între deformaţii şi eforturi, în cazul lunecării simple, e necesar să se ţină seama şi de fenomenul de contracţie transversală.

Lungirea diagonalei *mq* (*v.* fig. 41) se produce pe direcţia efortului unitar σ_1. Pe această direcţie efortul σ_2 influenţează indirect, pe baza fenomenului de contracţie transversală.

Deoarece pe a treia direcţie efortul σ_3 este nul, formula generalizată a lui Hooke devine:

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \mu\frac{\sigma_2}{E},$$

sau dacă se scrie că $\sigma_1 = \tau$ şi $\sigma_2 = -\tau$ se obţine:

$$\varepsilon_1 = \frac{\tau}{E} + \mu\frac{\tau}{E} = \frac{\tau}{E}(1+\mu).$$

Folosind relaţia dintre deformaţii, în cazul lunecării se poate scrie:

$$\varepsilon = \frac{\tau}{E}(1+\mu) = \frac{1}{2}\gamma$$

sau

$$\tau = \frac{E}{2(1+\mu)}\gamma$$

sau

$$\tau = G \cdot \gamma,$$

unde $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ se numeşte modul de elasticitate transversal.

Scanned with OKEN Scanner

Formula determinată:

$$\tau = G \cdot \gamma$$

poartă numele de formula lui Hooke în cazul lunecării.

Valoarea lunecării absolute este:

$$\Delta s = a \cdot \gamma = a \cdot \frac{\tau}{G}.$$

Efortul unitar tangenţial τ este dat de raportul dintre forţa tăietoare T şi mărimea secţiunii A:

$$\tau = \frac{T}{A}.$$

Rezultă:

$$\Delta s = \frac{aT}{G \cdot A}.$$

Lucrul mecanic de deformaţie este dat de relaţia:

$$W = \frac{1}{2} T \cdot \Delta s = \frac{T^2 a}{2GA}.$$

3.2. Formule de calcul pentru dimensionarea şi verificarea pieselor solicitate la forfecare

Problemele practice ce se pun în cazul forfecării sînt cele legate de dimensionarea pieselor sau de verificarea lor.

În cazul forfecării ca şi în cazul întinderii sau compresiunii, efortul unitar poate lua valori pînă la o anumită limită, denumită rezistenţă admisibilă la forfecare.

Între rezistenţele admisibile la forfecare şi la întindere există o relaţie determinată:

$$\tau_a = (0{,}6 \ldots 0{,}8)\sigma_a.$$

În tabela 1 sînt indicate valorile rezistenţelor admisibile la forfecare pentru cîteva materiale.

La alegerea rezistenţelor admisibile pentru lemn trebuie să se ţină seama de felul în care lucrează forţa, după cum forţa F tinde să foarfece sau să despice lemnul paralel sau perpendicular pe direcţia fibrelor lemnului. Rezistenţele admisibile sînt în orice caz mai mici decît cele stabilite pentru întindere sau compresiune. În tabelele 3 şi 4 sînt date valorile rezistenţelor admisibile la forfecare pentru diferite specii de lemn.

Scanned with OKEN Scanner

Formule de calcul. La dimensionare se foloseşte relaţia:

$$A_{nec} = \frac{F}{\tau_a}.$$

La verificare se folosesc relaţiile:

$$\tau_{ef} = \frac{F}{A_{ef}}$$

sau

$F_{capabil} = A_{ef}\tau_a$, pentru determinarea forţei tăietoare.

3.3. Aplicaţii ale rezistenţei de forfecare în cazul îmbinărilor

Forfecarea apare de cele mai multe ori în îmbinările pieselor. Exemplul cel mai clar de îmbinare, solicitată la forfecare, îl constituie îmbinările nituite. Cu ajutorul niturilor se realizează îmbinări de table în construcţia de cazane, grinzi metalice etc.

În figura 46 este indicată îmbinarea prin nituire a două table.

Forţele F care acţionează asupra îmbinării caută să producă o lunecare a tablelor una faţă de cealaltă. Niturile asupra

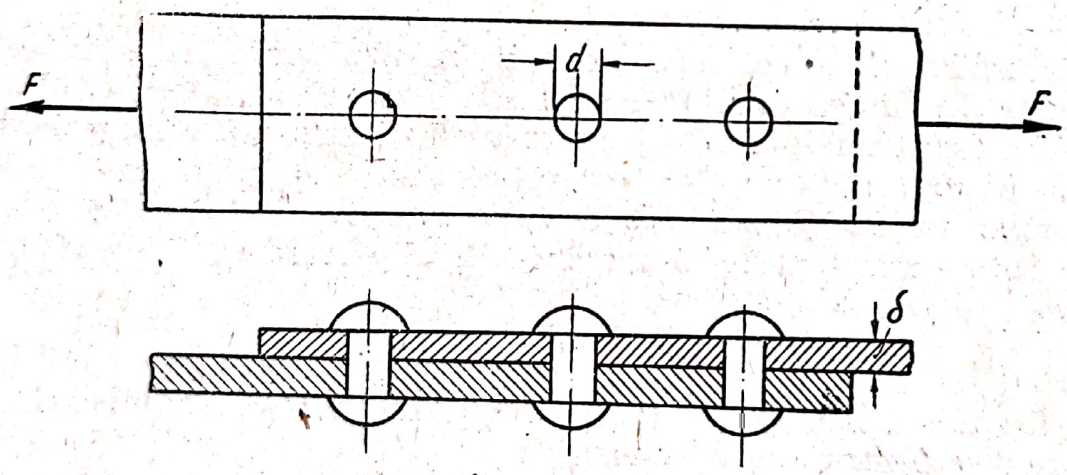


Fig. 46. Îmbinări nituite.

cărora se transmite acţiunea forţelor exterioare se opun acestei lunecări. În secţiunile niturilor apar forţe interioare ce se opun forfecării.

Cercetări experimentale au arătat că aceste forţe interioare de forfecare nu se repartizează în mod uniform asupra tuturor

Scanned with OKEN Scanner

niturilor. Pentru a simplifica lucrurile, se face ipoteza simplificatoare că toate niturile şi toată secţiunea solicitată la forfecare sînt solicitate în mod uniform. Asupra unui nit va acţiona deci forţa:

$$F_1 = \frac{F}{n},$$

unde n este numărul de nituri din îmbinare.

Pentru a dimensiona sau verifica o nituire se face calculul pe baza forfecării secţiunii niturilor, care au toate acelaşi diametru d. Rezultă valoarea efortului unitar:

$$\tau_{ef} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4} n} \leqslant \tau_a.$$

Valoarea efortului astfel determinat trebuie să fie mai mică decît valoarea rezistenţei admisibile.

O îmbinare obţinută prin nituire trebuie să reziste la forfecare şi în acelaşi timp trebuie să reziste şi la strivire între tija nitului şi tabla îmbinării.

Suprafaţa de strivire dintre tija nitului şi tablă este de fapt jumătate din suprafaţa laterală a tijei nitului care se află în contact cu suprafaţa tablei.

În calculul de verificare la strivire, se face un calcul acoperitor şi simplificat, considerînd că suprafaţa de strivire la un nit este egală cu suprafaţa unui dreptunghi, ale cărui laturi au mărimile egale cu grosimea tablei şi diametrul nitului d. Rezultă în acest caz relaţia de calcul:

$$\sigma_{str} = \frac{F}{n \cdot d \cdot \delta}.$$

Valoarea rezultată trebuie să fie mai mică decît dublul rezistenţei admisibile la compresiune.

3.3.1. **Calculul îmbinărilor de lemn.** La calculul îmbinărilor de lemn trebuie avut în vedere faptul că lemnul este un material neomogen. Lemnul opune rezistenţe diferite atît la forfecare cît şi la strivire, după cum forţele acţionează în lungul fibrelor sau perpendicular pe fibre.

Calculul la forfecare se face tot cu formula

$$\tau = \frac{T}{A}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Calculul la strivire se face cu formula

$$\sigma = \frac{F}{A}.$$

Aceste formule se folosesc atît pentru dimensionare cît și pentru verificare.

La dimensionare se caută secțiunea A, dacă se cunosc forța și efortul unitar admisibil, iar la verificare se caută efortul unitar efectiv, dacă se cunosc secțiunea și forța. Tot ca verificare se mai caută forța capabilă cu care poate fi solicitată o secțiune dată.

3.3.2. **Calculul îmbinărilor sudate.** În ultimii ani, tehnica sudării s-a perfecționat, și în majoritatea cazurilor îmbinările nituite se înlocuiesc prin îmbinarea prin sudare. Siguranța îmbinărilor sudate este astăzi tot așa de bună sau chiar superioară celei pe care o oferă îmbinările nituite. Îmbinarea cea mai simplă prin sudare este îmbinarea cap la cap, care se realizează prin umplerea cu metal topit a rostului dintre extremitățile elementelor care se îmbină (fig. 47).

Sudura este solicitată la întindere (respectiv comprimare). Verificarea rezistenței ce se naște în secțiunea sudată se face cu ajutorul relației:

$$\sigma_s = \frac{F}{A_s} \text{ sau } \sigma_s = \frac{F}{l \cdot x} \leqslant \sigma_{as}.$$

Mărimea secțiunii sudate se consideră $A_s = lx = (b - 2x)x$, deoarece practic de foarte multe ori capetele liniei de sudură prezintă defecte, astfel că pentru a obține din calcul siguranța corespunzătoare, se scade din lungimea cordonului, la fiecare capăt, o porțiune egală cu grosimea tablei sudate.

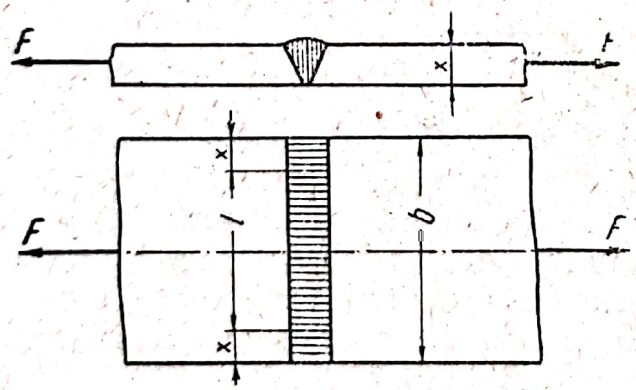


Fig. 47. Îmbinare sudată.

În foarte multe cazuri, rezistența materialului de aport din cordonul de sudură este inferioară celei a materialului de bază. În aceste cazuri, pentru a obține o mărime mai mare a sarcinii pe care o poate suporta cordonul de sudură, se tinde la mă-

rirea cordonului de sudură și în acest scop se folosește îmbinarea cap la cap, cu cordon oblic, ca în figura 48.

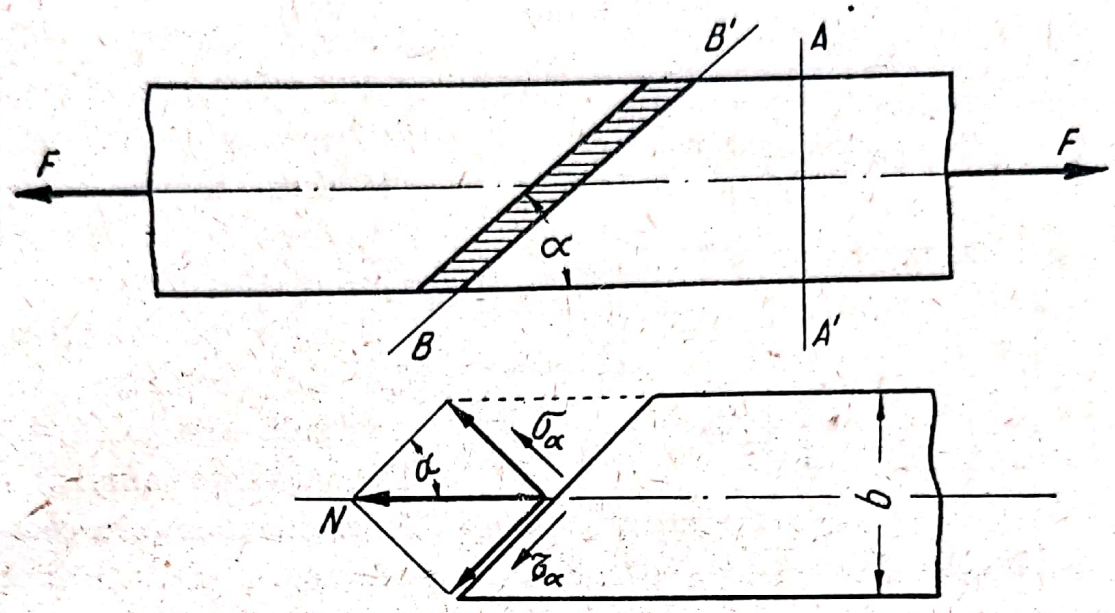


Fig. 48. Îmbinare sudată cu cadru oblic.

În secțiunea BB' de mărime A_α și de înclinare α față de axă, apar eforturile unitare:

$$\sigma_a = \frac{F \sin \alpha}{A_a},$$

$$\tau_a = \frac{F}{A_a} \cos \alpha,$$

au:

$$\sigma_a = \frac{F \sin \alpha}{\left(\frac{b}{\sin \alpha} - 2t\right)t} \quad \text{și} \quad \tau_a = \frac{F \cos \alpha}{\left(\frac{b}{\sin \alpha} - 2t\right)t}.$$

Sudura rezistă cel mai bine la un unghi $\alpha = 45°$.

Acest tip de sudură cu cordon oblic este totuși evitat, deoarece prezintă dezavantaje din punct de vedere tehnologic.

Calculul sudurilor de colț. De foarte multe ori, îmbinarea prin sudură se realizează prin suprapunerea cap la cap a pieselor, sau cu eclise și îmbinarea cu cordoane de colț din material de sudură (fig. 49) .Poziția cordoanelor de colț poate fi frontală sau transversală (adică perpendiculare pe direcția forței) și laterale (adică paralele cu direcția forței).

Scanned with OKEN Scanner

Secţiunea periculoasă în care se produce ruperea este secţiunea cea mai mică, indicată în figură prin linia AB. În această secţiune apar eforturi unitare normale σ_s şi tangenţiale τ_s.

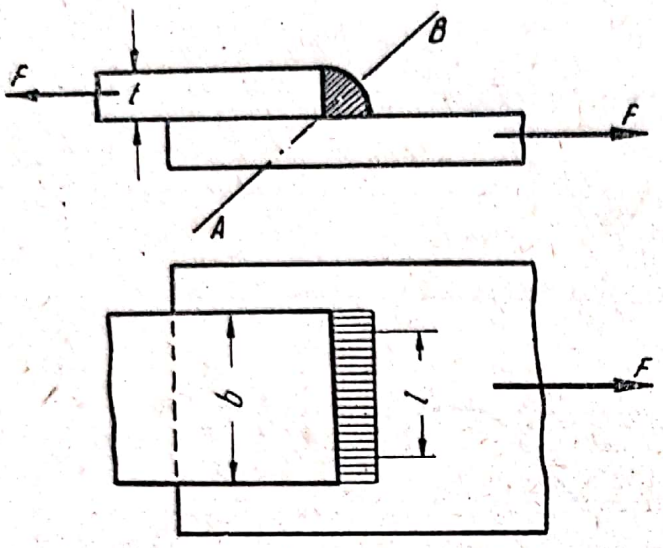


Fig. 49. Îmbinare sudată în colţ.

Deoarece secţiunea AB este înclinată cu 45°, se vede uşor că $\tau_s = \sigma_s$ (fig. 50).

Rezistenţa admisibilă la forfecare este de regulă mai mică decît rezistenţa admisibilă la întindere sau compresiune. Se deduce din aceasta că în cazul sudurii de colţ solicitarea periculoasă este cea de forfecare.

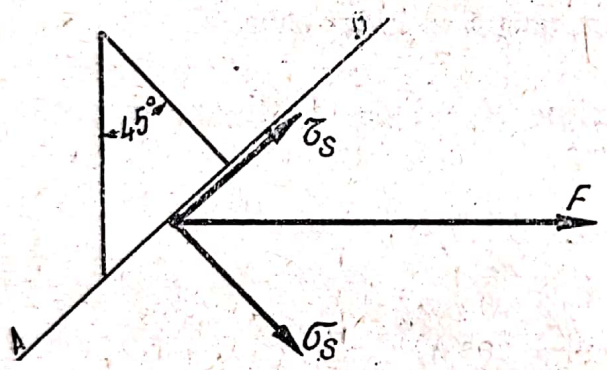


Fig. 50. Valoarea eforturilor în secţiunea înclinată.

Pe baza celor arătate rezultă că pentru verificarea sau dimensionarea acestor suduri de colţ este valabilă relaţia:

$$\tau_s = \frac{F}{0{,}7 \cdot t \cdot l} = \frac{F}{0{,}7\, t\,(b - 2\,t)} \leqslant \tau_{as}.$$

În mod asemănător se procedează cu sudurile de colţ laterale.

Exemple de calcul

Exemplul 1. La o foarfecă mecanică se taie fîşii de tablă cu dimensiunile 1 000 × 200 × 6 din tablă de 1 000 × 1 000 × 6. Să se determine forţa necesară pentru a tăia aceste fîşii, ştiind că materialul are rezistenţa de rupere $\tau_r = 3\,200$ kgf/cm².

Rezolvare:

$$T = A\,\tau_r = 100 \times 0{,}6 \times 3\,200 = 192\,000 \text{ kgf}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Exemplul 2. Să se verifice la foarfecare bulonul care îmbină tablele din figura 51, dacă se cunosc: $F = 4\,000$ kgf, $d = 2{,}5$ cm şi $\tau_a = 600$ kgf/cm².

Rezolvare:

Deoarece bulonul are două secţiuni de forfecare, se foloseşte relaţia:

$$N = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \tau_{ef}$$

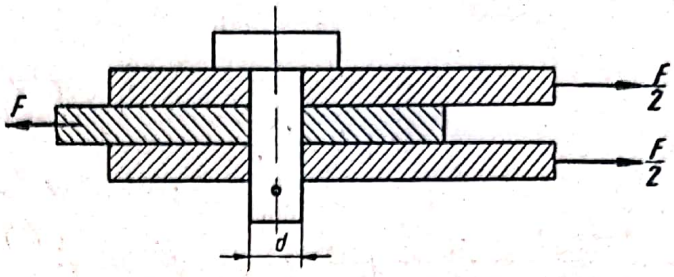
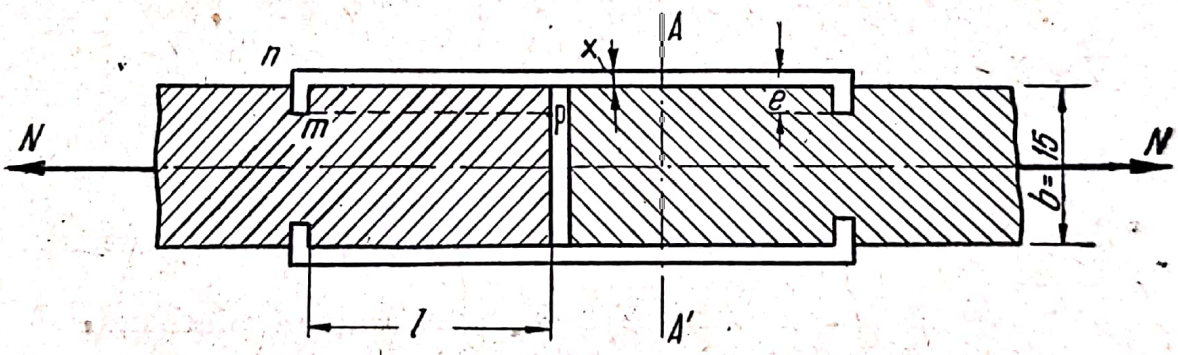


Fig. 51. Bulon care îmbină table, solicitat la forfecare.

sau

$$\tau_{ef} = \frac{2N}{\pi\, d^2} = \frac{2 \times 4\,000}{\pi \cdot 2{,}5^2} = 444 \text{ kgf/cm}^2 < \tau_a.$$

Exemplul 3. O coardă de lemn cu dimensiunile 15×20 cm² se înnădeşte cu ajutorul unor eclise de oţel de grosime $x = 10$ mm, ca în figura 52. Coarda suportă o forţă de întindere $N = 6$ *tf*. Să se determine lungimea l de prindere a eclisei şi adîncimea e a pragului, ştiind că rezistenţa admisibilă la strivire în lungul fibrelor este $\sigma_{as} = 100$ kgf/cm² şi rezistenţa admisibilă la forfecare în lungul fibrelor este $\tau_{af} = 10$ kgf/cm². Pentru materialul eclisei se cunoaşte $\sigma_a = 1\,200$ kgf/cm² şi $\tau_a = 960$ kgf/cm².



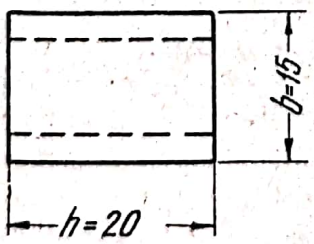


Fig. 52. Coardă de lemn, înnădită cu eclise de oţel.

Rezolvare: Forfecarea se produce în secţiunea mp, iar strivirea în secţiunea mn. Calculele la strivire şi la forfecare în cele două secţiuni se fac după formulele:

$$N = 2eh\sigma_{as} \text{ şi rezultă } e = \frac{N}{2h\,\sigma_{as}},$$

$$N = 2lh\,\tau_{af} \text{ şi rezultă } l = \frac{N}{2h\,\tau_{af}}.$$

Efectuînd calculele se obţine:

$$e = \frac{6\,000}{2 \times 20 \times 100} = 1{,}5 \text{ cm.}$$

$$l = \frac{6\,000}{2 \times 20 \times 10} = 15 \text{ cm.}$$

Este necesară o verificare la solicitarea de întindere a secţiunii de lemn slăbite. Se poate scrie:

$$A_{ef} = [15 - 2 \times 1{,}5] \times 20 = 240 \text{ cm}^2,$$

$$\sigma_{ef} = \frac{6\,000}{240} = 25 \text{ kgf/cm}^2.$$

Verificarea ecliselor metalice la întindere:

$$\sigma_{ef} = \frac{6\,000}{2 \times 1 \times 20} = 150 \text{ kgf/cm}^2.$$

Verificarea la forfecare a eclisei:

$$\tau_{ef} = \frac{6\,000}{2 \times 1 \times 20} = 150 \text{ kgf/cm}^2.$$

Se constată că toate eforturile unitare efective sînt mai mici decît rezistenţele admisibile.

Exemplul 4. Să se verifice îmbinarea a două platbande de 300×10 prin 12 nituri de diametru $d = 20$ mm, dacă se cunoaşte $\sigma_a = 1\,400$ kgf/cm^2; $\tau_a = 1\,120$ kgf/cm^2, $\sigma_{as} = 2\,800$ kgf/cm^2 şi dacă îmbinarea transmite o sarcină $N = 3\,500$ kgf.

Rezolvare: Verificarea trebuie făcută la forfecare şi la strivire între tijele niturilor şi găurile de nit:

$$\tau_{ef} = \frac{N}{12 \times \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{3\,500}{12 \times \frac{\pi\, 2^2}{4}} = 95 \leqslant \tau_a,$$

$$\sigma_{ef\,s} = \frac{N}{12\,d \cdot t} = \frac{3\,500}{12 \times 2 \times 1} = 145 \text{ kgf/cm}^2 \leqslant \sigma_{as}.$$

Scanned with OKEN Scanner

4. ÎNCOVOIEREA

4.1. Considerații generale

4.1.1. Explicarea fenomenului de încovoiere. Aspectul general al deformației. Stratul neutru. Axa neutră. O grindă simplu rezemată e dreaptă dacă nu este încărcată; ea se deformează sub acțiunea unui sistem de forțe, se îndoaie, astfel că axa grinzii capătă forma unei curbe, iar secțiunile transversale, paralele înainte de solicitare, se rotesc una față de alta.

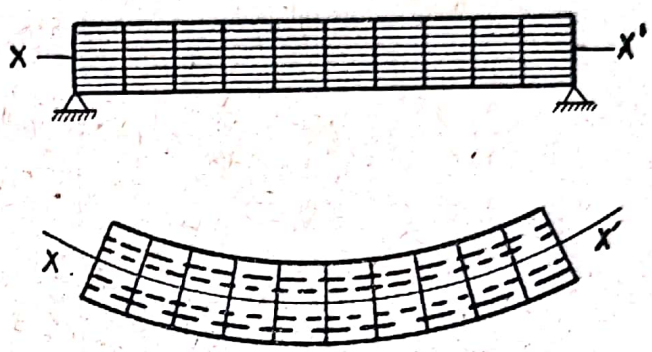


Fig. 53. Grindă solicitată la încovoiere.

Se consideră că forțele care provoacă această deformație se află într-un plan care trece prin axa grinzii și este un plan de simetrie al grinzii.

O grindă solicitată, după cum s-a arătat, este o grindă solicitată la încovoiere. În figura 53 este arătată o grindă dreaptă înainte și după solicitare și modul în care se deformează grinda solicitată la încovoiere. Dacă se trasează pe suprafața grinzii o rețea de linii verticale și orizontale, paralele, după deformare liniile drepte orizontale vor deveni niște curbe aproximativ paralele, iar liniile verticale se vor înclina unele față de altele, încetînd de a mai fi paralele.

Se poate observa că extremitățile superioare ale liniilor verticale se vor apropia, iar cele inferioare se vor depărta. Dacă se consideră că grinda ar fi constituită dintr-un material fibros, se poate spune că fibrele superioare ale grinzii se scurtează, iar cele inferioare se lungesc, și că fibrele așezate pe axa $x - x'$ (fig. 53) au rămas nemodificate ca lungime, în schimb au luat forma unei curbe. Se poate observa că aceeași comportare cu fibra care coincide cu axa $x-x'$ o au toate fibrele cuprinse în planul orizontal, perpendicular pe planul de acțiune al forțelor care conține și axa $x-x'$, înainte de deformare. Acest plan este de asemenea un plan de simetrie al secțiunii grinzii. Toate fibrele cuprinse în acest plan nu-și modifică lungimea și capătă aceeași formă. Există deci în grindă un strat de fibre care nu-și modifică lungimea cînd

Br. I—96

Scanned with OKEN Scanner

grinda se deformează; acest strat de fibre poartă numele de strat neutru. Fibra care coincide cu $x—x'$ sau este paralelă cu ea, care nu-şi schimbă lungimea cînd se deformează grinda poartă numele de fibră neutră sau fibră medie nedeformată.

Pentru a înţelege şi mai bine eforturile ce se nasc în interiorul unei grinzi solicitate la încovoiere, se înlocuieşte grinda cu un pachet de scînduri care, luat în ansamblu, are aceleaşi dimensiuni cu grinda iniţială (fig. 54). Sub acţiunea unui sistem de forţe, pachetul de scînduri se deformează ca şi grinda luată iniţial, neîmpărţită în straturi în formă de scînduri.

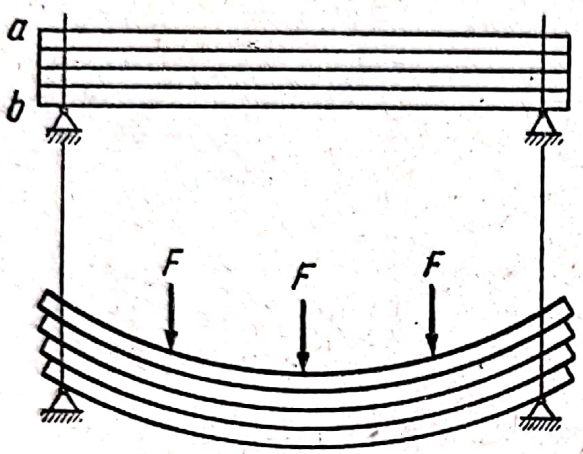


Fig. 54. Încovoierea unei grinzi formate din scînduri.

Scîndura care coincide cu planul neutru se va curba, dar nu-şi va schimba lungimea. Scîndura de sus se va curba şi se va scurta în acelaşi timp, iar scîndura de jos se va lungi. Se va observa de asemenea că o secţiune transversală *ab*, verticală cînd grinda era neîncărcată, devine după încărcare oblică, cu observaţia că va căpăta forma de scară (fig. 54). Aceasta înseamnă că scîndurile nu se lungesc şi nu se scurtează la fel şi că de aici provine o lunecare longitudinală între scînduri. Se poate deduce că datorită solicitării la încovoiere, în grindă apar cîteva eforturi importante:

— fibrele aşezate de o parte şi de alta a axei (stratului neutru) sînt întinse sau comprimate datorită unor forţe interioare destul de importante, ce au direcţia fibrei;

— fibrele vecine au o alunecare relativă între ele în direcţie longitudinală, ceea ce denotă de asemenea existenţa forţelor interioare.

Trebuie remarcat de fapt că fiecare scîndură în parte se încovoaie ca o grindă luată separat. Scîndurile superioare se scurtează, iar cele inferioare se lungesc.

În grindă se nasc eforturi la întindere sau compresiune şi se nasc eforturi la forfecare. Efortul la întindere este perpendicular pe secţiunea transversală. Efortul de forfecare apare în secţiunile longitudinale; el există pe baza legii dualităţii eforturilor tangenţiale şi în secţiunea transversală.

Scanned with OKEN Scanner

4.1.2. **Noțiuni generale caracteristice solicitării la încovoiere. Forța tăietoare, moment încovoietor.** Pentru a putea efectua calculele necesare pentru dimensionarea și verificarea la solicitarea de încovoiere, este necesar să se cunoască mărimea forțelor interioare ce se nasc în interiorul grinzii, forțe care duc la deformarea grinzii sau chiar la ruperea grinzii, dacă valorile forțelor interioare depășesc limitele pe care le suportă materialul.

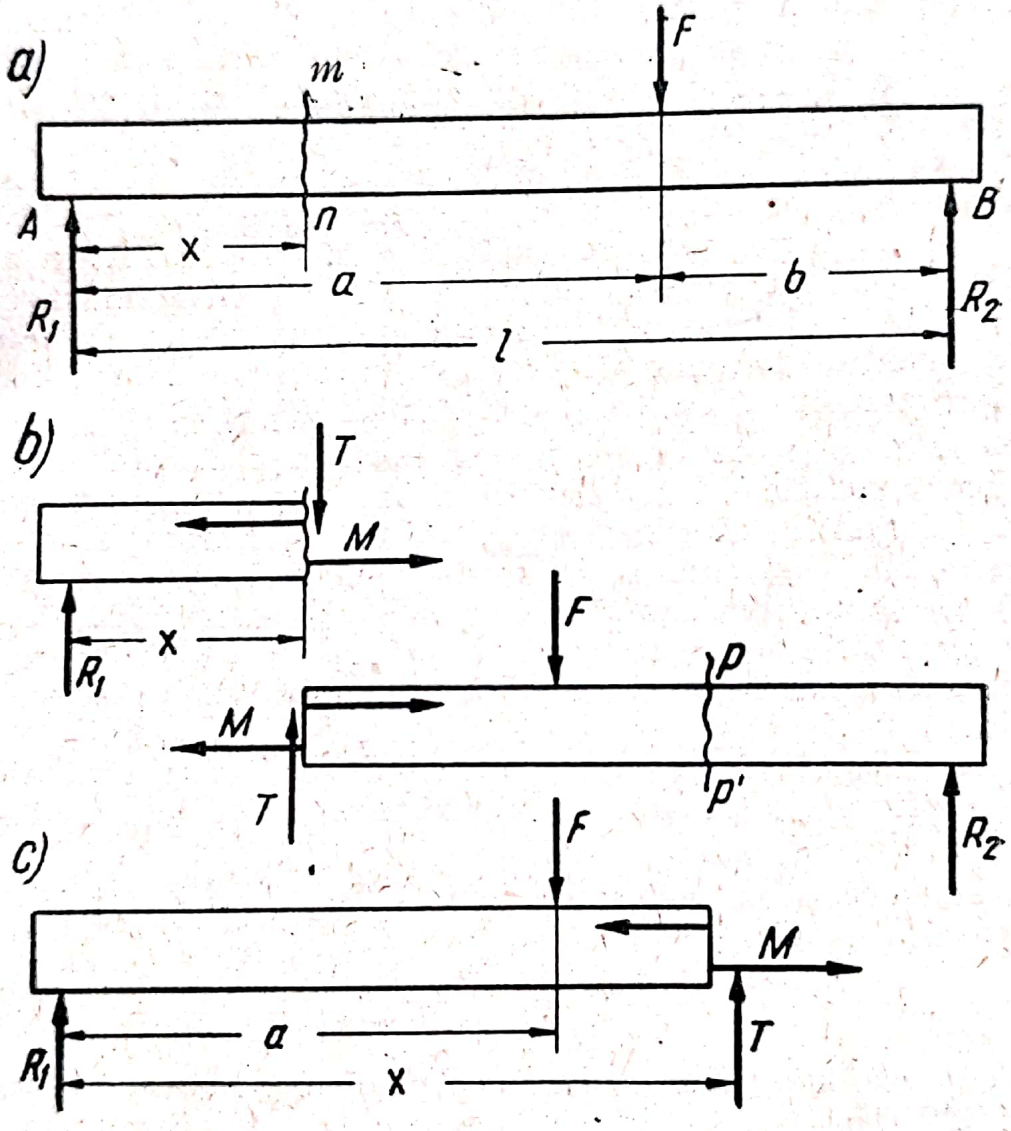


Fig. 55. Încovoierea unei grinzi.

Pentru a înțelege cum lucrează aceste forțe interioare se poate porni de la un exemplu foarte simplu, și anume de la o grindă simplu rezemată, solicitată la încovoiere de o singură forță concentrată F (fig. 55, *a*). Pentru a putea studia eforturile interioare este bine să se facă analiza forțelor interioare

Scanned with OKEN Scanner

ce apar într-o secţiune transversală mn a grinzii date. Pentru determinarea forţelor interioare secţiunii mn, se va izola corpul din partea din stînga secţiunii mn şi se va pune condiţia ca această parte să fie în echilibru. În mod cu totul asemănător se poate proceda cu partea din dreapta secţiunii. Asupra părţii din stînga lucrează o singură forţă exterioară — reacţiunea R_1 din reazemul A, care tinde să ridice porţiunea An în sus şi în acelaşi timp să o rotească în sensul mişcării. Pentru a păstra în echilibru porţiunea de grindă An, e necesar ca în secţiunea mn să existe forţe interioare care să echilibreze acţiunea forţelor exterioare. Astfel, pe direcţia verticală trebuie să existe o forţă T egală şi de sens contrar forţei R_1 (fig. 55, *b*). Se observă însă că în acest caz, deşi rezultanta forţelor R_1 şi T e nulă, nu avem echilibru, fiindcă aceste două forţe dau un cuplu care nu e nul. Pentru a împiedica acţiunea acestui cuplu, e necesar să apară un cuplu dat de forţele interioare, avînd un moment M egal în valoare cu momentul exterior $R_1 \cdot x$, dar cu sens de rotaţie contrar celui pe care îl dă cuplul dat de forţele R_1 şi T.

Rezultă clar că în secţiunea mn lucrează forţe interioare echilibrate static de forţele exterioare şi provocînd în acelaşi timp deformaţii elastice; aceste forţe interioare sînt forţa transversală T şi cuplul de moment M. Forţa T se numeşte forţă tăietoare, iar cuplul de moment M se numeşte moment încovoietor. Se poate observa că valorile forţei tăietoare T şi ale momentului încovoietor M se schimbă de la secţiune la secţiune, în funcţie de forţele aflate în stînga secţiunii şi de poziţia secţiunii pe grindă. Pentru edificare e bine să se stabilească forţele interioare dintr-o secţiune pp' aflată în dreapta forţei F (fig. 55, *c*).

Din condiţia de echilibru pentru partea din stînga secţiunii rezultă că $R_1 - F + T = 0$ sau

$$T = F - R_1.$$

Pentru a împiedica rotirea porţiunii Ap, momentul încovoietor M trebuie să învingă în secţiunea pp' două momente egale respectiv cu $R_1 x$ şi $-F(x - a)$, adică:

$$M = R_1 x - F(x - a).$$

Se pot indica următoarele definiţii care să servească ca regulă pentru calcularea forţei tăietoare sau a momentului încovoietor în orice secţiune.

Scanned with OKEN Scanner

Forța tăietoare T într-o secțiune dată este egală cu suma proiecțiilor tuturor forțelor exterioare care se află de aceeași parte a secțiunii, pe direcția perpendiculară pe axa grinzii, adică pe direcția secțiunii. Forța exterioară din stînga se socotește pozitivă dacă este îndreptată în sus și negativă dacă este îndreptată în jos. În caz că se socotește pentru forțele din dreapta, forțele se iau cu semn schimbat.

Momentul încovoietor M într-o secțiune dată este egal cu suma momentelor exterioare, care se află de aceeași parte a secțiunii, luate față de centrul de greutate al secțiunii transversale. Semnele momentelor se stabilesc după sensul rotației: rotația în sensul mișcării acelor de ceasornic, datorită forțelor exterioare așezate la stînga secțiunii va avea semnul plus. Dacă se lucrează cu forțele din dreapta secțiunii, se iau toate semnele schimbate.

În aplicațiile practice, în calculele tehnice ce se fac la dimensionarea sau verificarea grinzilor solicitate la încovoiere se utilizează metoda reprezentării mărimii forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare prin diagrame. Din aceste diagrame se văd mai ușor variațiile mărimilor forțelor tăietoare și ale momentelor încovoietoare și se disting imediat secțiunile în care acestea capătă valorile maxime. Prin aceasta se determină deci secțiunea care este pusă în pericol de a fi ruptă și de care trebuie să ne asigurăm în primul rînd.

Trebuie remarcat faptul că momentul încovoietor M este reprezentat prin două forțe interioare perpendiculare pe secțiune. Una din aceste forțe comprimă fibrele de sus, care se scurtează, iar cea de jos întinde fibrele de jos, care se lungesc. Această solicitare corespunde eforturilor normale axiale și are legătură cu eforturile normale σ din secțiune.

În ceea ce privește forța tăietoare T, aceasta fiind dirijată tangențial pe secțiune are legătură cu efortul unitar tangențial τ.

Exemple de determinare a forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare. Exemplul 1. Se dă grinda simplu rezemată încărcată cu o sarcină concentrată la mijloc (fig. 56). Să se găsească momentul încovoietor maxim și poziția secțiunii periculoase. Să se deseneze diagrama forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare.

Rezolvare: Reacțiunile R_1 și R_2 ale reazemelor, avînd în vedere simetria lor față de linia de acțiune a forței F, sînt egale și au valorile $R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru a studia variaţia mărimii forţei tăietoare sau a momentului încovoietor, se împarte grinda în regiunile (*1 — 3*) şi (*3 — 2*), care se formează la apariţia fiecărei forţe noi pe grindă.

Într-o secţiune oarecare la distanţa x de capătul din stînga din regiunea *1—3* valorile forţei tăietoare şi a momentului încovoietor sînt date de relaţiile

$$T_{1-3} = R_1 = \frac{F}{2},$$

$$M_{1-3} = R_1 \cdot x = \frac{F}{2} x.$$

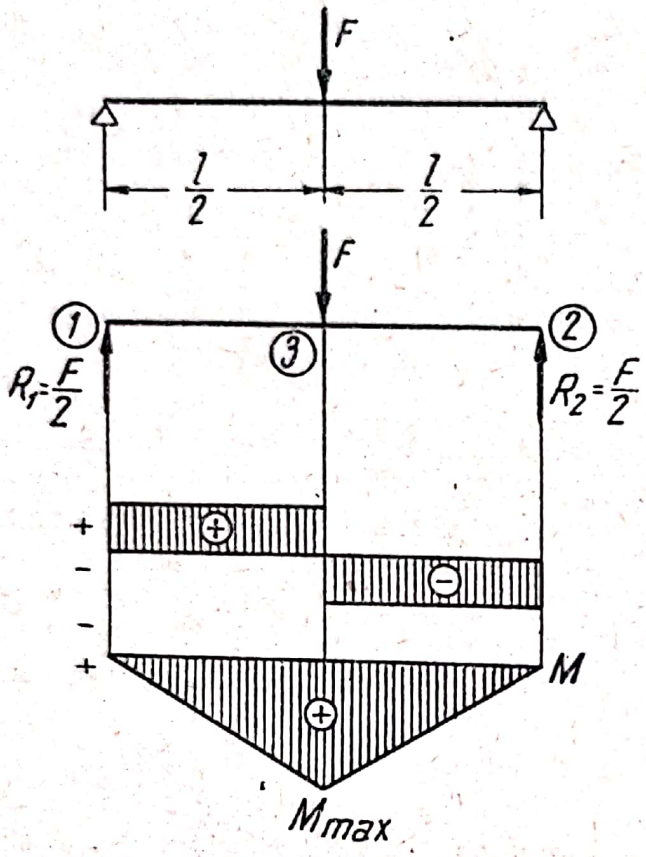


Fig. 56. Grindă simplu rezemată cu sarcină concentrată la mijloc.

Într-o secţiune din regiunea *3—2*, aceste mărimi au valorile:

$$T_{3-2} = R_1 - F =$$

$$= \frac{F}{2} - F = -\frac{F}{2},$$

$$M_{1-3} = R_1 \cdot x - F\left(x - \frac{l}{2}\right) =$$

$$= \frac{F}{2} x - F \cdot x + \frac{Fl}{2} =$$

$$= -\frac{F}{2} \cdot x + \frac{Fl}{2}.$$

Reprezentarea grafică pentru valorile forţelor tăietoare şi ale momentelor încovoietoare este dată în figura 56. Valoarea cea mai mare a momentului încovoietor este în secţiunea din mijlocul grinzii; această secţiune este secţiunea periculoasă a grinzii date.

Exemplul 2. Se dă grinda simplu rezemată avînd încărcarea dată în figura 57. Să se stabilească diagramele forţei tăietoare şi momentului încovoietor.

Rezolvare:

Din condiţiile de echilibru se pot deduce reacţiunile:

$$R_1 - F + R_2 = 0$$

$$R_2 l - F \cdot a = 0.$$

Scanned with OKEN Scanner

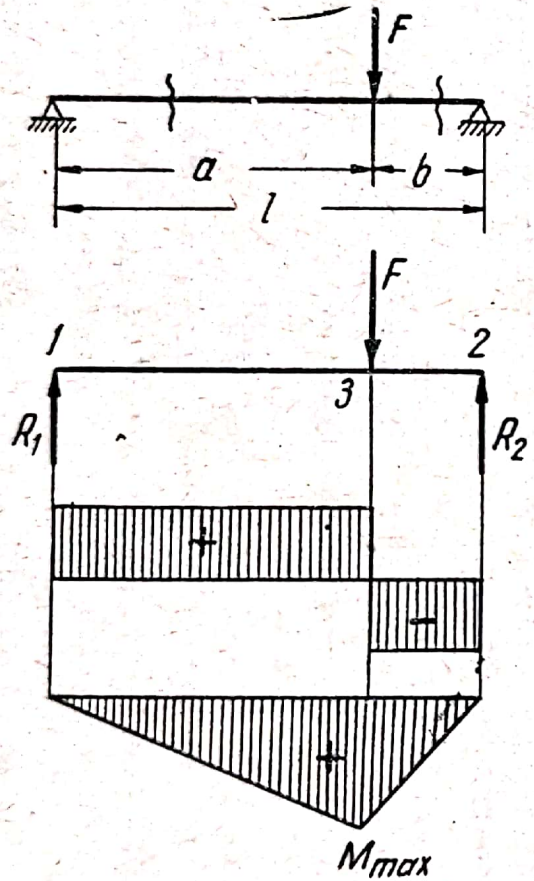


Fig. 57. Grindă simplu rezemată, cu sarcină concentrată.

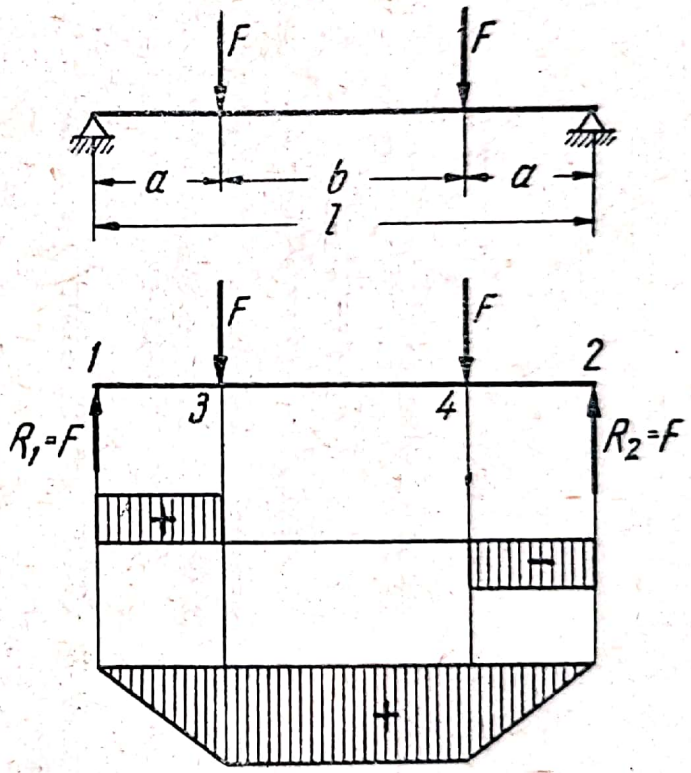


Fig. 58. Grindă simplu rezemată cu două sarcini concentrate, simetrice.

Rezultă:

$$R_2 = \frac{F \cdot a}{l}\,;\quad R_1 = \frac{F \cdot b}{l}\,.$$

Variaţia forţei tăietoare:

$$T_{1-3} = R_1 = \frac{F \cdot b}{l}$$

$$T_{3-2} = R_1 - F = -\frac{F \cdot a}{l}\,.$$

Variaţia momentului încovoietor

$$M_{1-3} = R_1 x$$
$$M_{3-2} = R_1 x - F(x - a).$$

Diagramele respective sînt date în figura 57.

Momentul încovoietor are valoare maximă în secţiunea în care acţionează forţa F; aceasta este secţiunea periculoasă a grinzii date.

Exemplul 3. Se dă grinda simplu rezemată încărcată ca în figura 58.

Să se stabilească diagramele forţelor tăietoare şi ale momentelor încovoietoare. Să se stabilească momentul încovoietor maxim.

Rezolvare: Se determină mai întîi din condiţiile de echilibru reacţiunile. Se poate vedea direct, avînd în vedere simetria, că reacţiunile sînt egale: $R_1 = R_2 = F$.

Se împarte grinda în regiuni şi se stabilesc în secţiunile din aceste regiuni valorile forţelor tăietoare şi ale momentelor încovoietoare. Se obţine:

$$T_{1-3} = R_1 = F$$
$$T_{3-4} = R_1 - F = F - F = 0$$
$$T_{4-2} = R_1 - F - F = -F$$
$$M_{1-3} = R_1 x = Fx$$
$$M_{3-4} = R_1 x - F(x - a) = Fa$$
$$M_{4-2} = R_1 x - F(x-a) - F(x-a-b) = -Fx + 2Fa + Fb.$$

Valorile forţelor tăietoare şi ale momentelor încovoietoare sînt reprezentate grafic în figura 58; se observă că momentul maxim are valoarea $M_{max} = Fa$.

Exemplul 4. O grindă simplu rezemată se află sub acţiunea unei sarcini continue, uniform distribuită, a cărei valoare pe unitatea de lungime a grinzii este egală cu q (fig. 59). Să se determine valoarea maximă a momentului încovoietor.

R e z o l v a r e: Sarcina totală aplicată pe toată grinda este $q \cdot l$. Se observă că există perfectă simetrie şi deci reacţiunile sînt egale: $R_1 = R_2 = \frac{ql}{2}$.

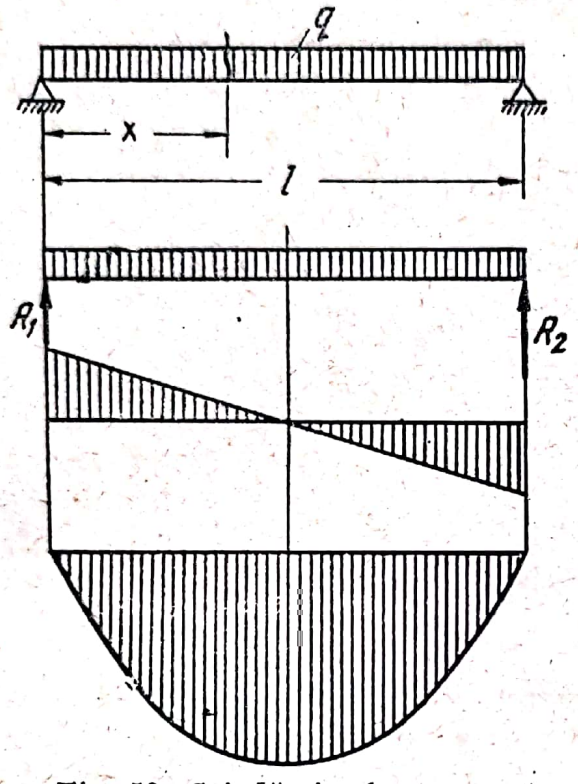


Fig. 59. Grindă simplu rezemată cu sarcină uniform distribuită.

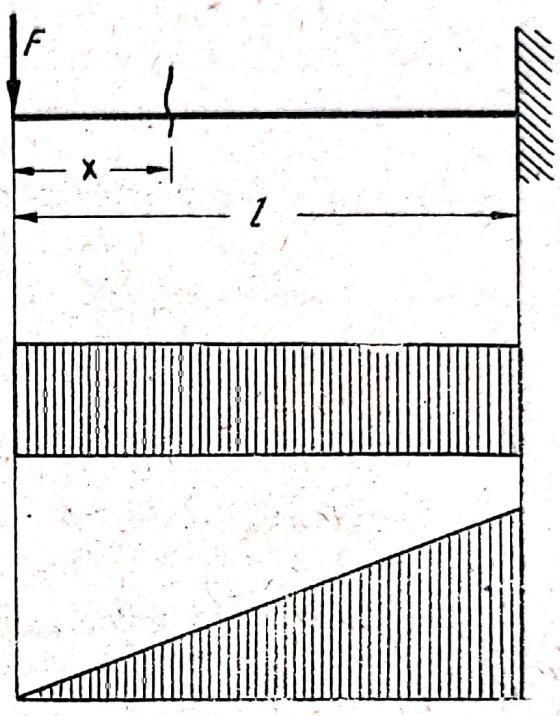


Fig. 60. Grindă simplu încastrată.

Forţa tăietoare într-o secţiune oarecare aflată la distanţa x are valoarea:

$$T_x = \frac{ql}{2} - qx.$$

Momentul încovoietor este dat de expresia

$$M_x = R_1 x - qx \frac{x}{2}$$

sau

$$M_x = \frac{ql}{2} x - \frac{qx^2}{2}$$

sau

$$M_x = \frac{q}{2} x (l - x).$$

Valoarea maximă se află la mijlocul grinzii şi are valoarea

$$M_{max} = \frac{ql^2}{8}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Exemplul 5. O grindă încastrată la un capăt este încărcată la celălalt capăt cu o forță concentrată F (fig. 60). Să se determine diagramele pentru forțele tăietoare și momentele încovoietoare. Să se stabilească secțiunea periculoasă și valoarea momentului maxim.

R e z o l v a r e: Într-o secțiune oarecare, aflată la distanța x, se obține următoarele valori:

$$T_x = -F,\ M_x = -Fx.$$

Valoarea maximă a momentului are loc pentru $x = l$, adică la încastrare:

$$M_{max} = -F \cdot l.$$

4. 2. Momente de inerție, module de rezistență, relație dintre efortul unitar normal și momentul încovoietor

4.2.1. **Relații generale.** În cazul eforturilor de întindere, compresiune și forfecare s-a văzut clar că în cadrul domeniului elastic există o legătură precisă între solicitare și eforturile unitare, care este dată de relațiile:

$$\sigma = \frac{N}{A} \text{ și } \tau = \frac{T}{A},$$

în care:

σ este efortul unitar normal, în kgf/cm²;
τ — efortul unitar tangențial, în kgf/cm²;
T — solicitarea tangențială ce produce forfecarea, în kgf;
N — solicitarea normală ce produce compresiunea (întinderea), în kgf;
A — secțiunea, în cm².

Se poate observa că în aceste relații aria secțiunii A intervine numai ca mărime, fără să intereseze prea mult forma secțiunii.

În cazul încovoierii, după cum s-a văzut, eforturile ce se produc în grindă se reduc în fond la eforturi de întindere și eforturi de forfecare.

Dintr-o experiență simplă, se poate deduce că în cazul încovoierii, numai mărimea suprafeței nu redă pe deplin legătura dintre deformație și forțele ce solicită grinda.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă se ia o scîndură subţire şi se încovoaie pe lat se observă că ea capătă o anumită deformaţie (fig. 61).

Dacă se încearcă cu aceleaşi forţe să se deformeze aceeaşi scîndură aşezată însă pe muchie, se va observa că nu se mai ajunge la aceeaşi deformaţie. Se deduce deaici că, în afară de mărimea suprafeţei, mai influenţează şi modul în care este aşezată sau cum este distribuită această suprafaţă.

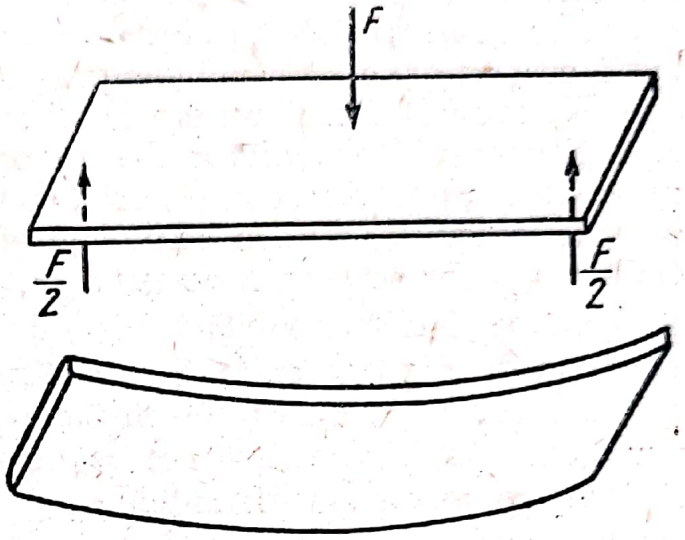


Fig. 61. Comportarea unei scînduri la încovoiere.

S-a arătat la începutul acestui capitol că în cazul unei grinzi supuse la încovoiere (v. fig. 53) o parte din fibre sînt supuse la compresiune, altă parte la întindere şi există fibre care nu capătă nici o deformare, formînd aşa-numitul strat neutru sau fibră neutră. Din observaţiile făcute în legătură cu figura 53 se deduce că

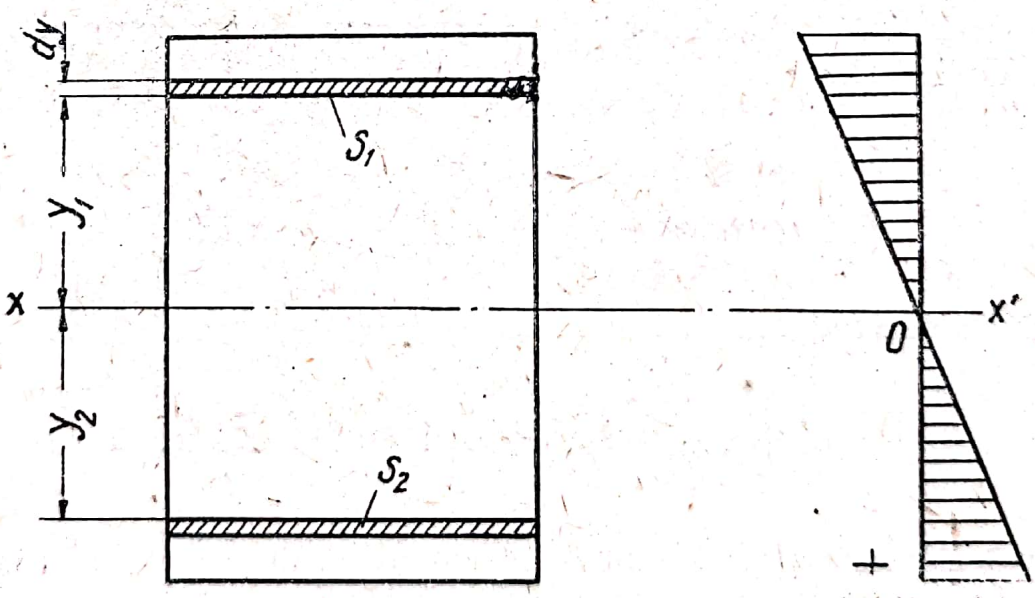


Fig. 62. Fibră neutră, variaţia eforturilor unitare la încovoiere.

deformaţiile, şi deci eforturile unitare de întindere sau compresiune ce se nasc în fibrele grinzii, sînt proporţionale cu distanţa fibrei la stratul neutru (fig. 62).

Scanned with OKEN Scanner

Dacă secţiunea grinzii este dreptunghiulară şi planul xx' conţine toate fibrele din stratul neutru, se poate observa că fibrele din partea superioară sînt comprimate, iar fibrele din partea inferioară sînt alungite. Deformaţia şi implicit efortul de întindere sau de compresiune sînt proporţionale cu distanţa y la stratul neutru. Dacă efortul unitar dintr-o fibră de secţiune egală cu 1 cm² şi aflată la distanţa egală cu unitatea de axa neutră este K, atunci efortul unitar în fibra aflată la distanţa y va fi Ky. Momentul încovoietor Mi în secţiunea dată este egal cu momentul cuplului rezultant care se obţine luînd separat eforturile unitare la compresiune şi întindere, aflate simetric. Cuplul rezultant se va obţine prin însumarea cuplurilor componente.

Dacă se iau fîşii subţiri mici, de mărime egală s şi aşezate simetric de o parte şi de alta a stratului neutru, asupra acestor fîşii vor acţiona forţe de întindere şi compresiune egale, care vor da un cuplu. Dacă se notează cu $s_1, s_2, s_3, \ldots s_n$ suprafeţele elementare aşezate la distanţele $y_1, y_2, y_3, \ldots y_n$, asupra acestor suprafeţe vor acţiona forţele Ky_1s_1, Ky_2s_2, Ky_3s_3, $\ldots Ky_ns_n$, care vor acţiona asupra secţiunii date. Se poate observa că aceste forţe acţionează normal pe secţiunea transversală şi produc o rotire a acestei suprafeţe cu un unghi anumit. Această rotire este datorită acţiunii cuplurilor date de forţele de întindere şi compresiune arătate. Suma momentelor acestor forţe faţă de punctul O ce reprezintă axa xx' este egală cu momentul încovoietor şi este dată de relaţia:

$$M_x = Ks_1y_1^2 + Ks_2y_2^2 + Ks_3y_3^2 + \ldots + Ks_ny_n^2 \quad \text{sau}$$
$$M_x = K(s_1y_1^2 + s_2y_2^2 + s_3y_3^2 + \ldots + s_ny_n^2).$$

Dacă se notează cu:

$$I_x = s_1y_1^2 + s_2y_2^2 + s_3y_3^2 + \ldots + s_ny_n^2 = \sum_{i=1}^{n} s_i y_i^2,$$

această expresie poartă numele de moment de inerţie al suprafeţei în raport cu axa xx', în jurul căreia această suprafaţă se roteşte în timpul deformaţiei. Se poate observa că în expresia momentului de inerţie intervine mărimea fiecărei suprafeţe s_1, $s_2 \ldots s_n$ şi pătratul distanţei acestei suprafeţe la axa faţă de care se stabileşte momentul de inerţie. Momentul de inerţie este deci o expresie matematică a influenţei pe care o are mărimea

Scanned with OKEN Scanner

secţiunii şi forma acestei secţiuni, faţă de deformaţia pe care o capătă grinda sub acţiunea unui sistem de forţe exterioare.

În cazul încovoierii, secţiunea în timpul deformaţiei grinzii se roteşte în jurul unei axe cuprinse în secţiune, ce se formează la intersecţia ei cu stratul neutru; în acest caz, momentul de inerţie se numeşte moment de inerţie axial.

Expresia momentului încovoietor în acest caz va fi:

$$M_x = K \cdot I_x$$

Dacă se presupune că forma şi dimensiunile secţiunii transversale sînt cunoscute, se presupune implicit că şi momentul de inerţie este cunoscut. În acest caz, efortul unitar în fibra aflată la o distanţă $y=1$ din axa neutră va fi:

$$K = \frac{M_x}{I_x}.$$

Într-o fibră oarecare, aflată la distanţa y de axa neutră efortul unitar va fi:

$$\sigma = Ky = \frac{M_x \cdot y}{I_x}$$

Fibra cea mai solicitată, care este în primul rînd periclitată, este fibra cea mai depărtată de stratul neutru; efortul unitar ce se produce în această fibră va avea valoarea maximă:

$$\sigma_{max} = Ky_{max} = \frac{M_x y_{max}}{I_x},$$

care se mai poate scrie:

$$\sigma_{max} = \frac{M_x}{\frac{I_x}{y_{max}}} = \frac{M_x}{W_x}.$$

Expresia $W_x = \frac{I_x}{y_{max}}$ se numeşte modulul de rezistenţă. Modulul de rezistenţă se poate defini ca expresia matematică ce indică modul în care efortul maxim ce se naşte în fibrele secţiunii este influenţat de mărimea suprafeţei şi de aşezarea acestei suprafeţe, precum şi de distanţa la fibra cea mai îndepărtată.

Scanned with OKEN Scanner

În concluzie, relațiile dintre momentul încovoietor, efortul unitar normal, momentele de inerție și modulele de rezistență sînt următoarele:

$$\sigma_{max} = \frac{M_x}{W_x}; \quad W_x = \frac{I_x}{y_{max}};$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_x \cdot y_{max}}{I_x}.$$

Această formulă este cunoscută sub numele de formula lui Navier, după numele savantului care a stabilit-o la începutul secolului al XVIII-lea.

În problemele tehnice curente, valorile momentelor de inerție sau ale modulului de rezistență se repetă curent pentru aceleași forme uzuale ale secțiunii. Din acest motiv, formulele de calcul pentru aceste mărimi precum și valorile lor calculate sînt date sub formă de tabele, în diferite manuale tehnice sau calculatoare tehnice.

Practic se întîlnesc curent secțiuni compuse din mai multe suprafețe simple, cărora le cunoaștem momentele de inerție cu ajutorul tabelelor, în raport cu axele indicate în tabele.

Momente de inerție geometrice ale suprafețelor simple

Expresiile momentului de inerție și ale modulului de rezistență I_x I_y și W_x, W_y, luate în raport cu axele xx' și yy' sînt:

În cazul dreptunghiului (fig. 63,*a*):

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}; \quad W_x = \frac{bh^2}{6};$$

$$I_y = \frac{h \cdot b^3}{12}; \quad W_y = \frac{h \cdot b^2}{6}.$$

În cazul pătratului (fig. 63,*b*):

$$I_x = I_y = \frac{a^4}{12};$$

$$W_x = W_y = \frac{a^3}{6}.$$

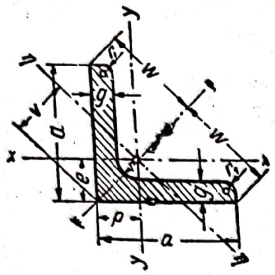
În cazul cercului (fig. 64,*a*):

$$I_x = I_y = \frac{\pi d^4}{64};$$

$$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32} = 0{,}1\, d^3.$$

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner



Oţel cornier cu aripi egale
(după STAS 424-49)

I = Moment de inerţie
W = Modul de rezistenţă
$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$ = Rază de inerţie

} Raportate la axa de încovoiere respectivă

Denumire L	Dimensiuni mm				Secţiune A cm²	Greutate G kg/m	Distanţa axelor cm			Pentru axa de încovoiere									Denumire L
										$x-x=y-y$			$\xi-\xi$			$\eta-\eta$			
	a	g	r	r_1			e	w	v	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_ξ cm⁴	W_ξ cm³	i_ξ cm	I_η cm⁴	W_η cm³	i_η cm	
20×20×3	20	3	3,5	2	1,12	0,88	0,60	1,41	0,85	0,39	0,28	0,59	0,62	0,44	0,74	0,15	0,18	0,37	20×20×3
20×20×4		4			1,45	1,14	0,64		0,90	0,48	0,35	0,58	0,77	0,55	0,73	0,19	0,21	0,36	20×20×4
25×25×3	25	3	3,5	2	1,42	1,12	0,73	1,77	1,03	0,79	0,45	0,75	1,27	0,72	0,95	0,31	0,30	0,47	25×25×3
25×25×4		4			1,85	1,45	0,76		1,08	1,01	0,58	0,74	1,61	0,91	0,93	0,40	0,37	0,47	25×25×4
30×30×4	30	4	5	2,5	2,27	1,78	0,89	2,12	1,24	1,81	0,86	0,89	2,85	1,34	1,12	0,76	0,61	0,58	30×30×4
35×35×4	35	4	5	2,5	2,67	2,10	1,00	2,47	1,41	2,96	1,18	1,05	4,68	1,89	1,33	1,24	0,88	0,68	35×35×4
40×40×4	40	4	6	3	3,08	2,42	1,12	2,83	1,58	4,48	1,56	1,21	7,09	2,51	1,52	1,86	1,18	0,78	40×40×4
40×40×5		5			3,79	2,97	1,16		1,64	5,43	1,91	1,20	8,64	3,05	1,51	2,22	1,35	0,77	40×40×5
45×45×5	45	5	7	3,5	4,30	3,38	1,28	3,18	1,81	7,83	2,43	1,35	12,4	3,90	1,70	3,25	1,80	0,87	45×45×5
50×50×5	50	5	7	3,5	4,80	3,77	1,40	3,54	1,98	11,0	3,05	1,51	17,4	4,92	1,90	4,59	2,32	0,98	50×50×5
50×50×6		6			5,69	4,47	1,45		2,04	12,8	3,61	1,50	20,4	5,76	1,89	5,24	2,57	0,96	50×50×6
50×50×7		7			6,56	5,15	1,49		2,11	14,6	4,15	1,49	23,1	6,53	1,88	6,02	2,85	0,96	50×50×7
60×60×6	60	6	8	4	6,91	5,42	1,69	4,24	2,39	22,8	5,29	1,82	36,1	8,51	2,29	9,43	3,95	1,17	60×60×6
60×60×8		8			9,03	7,09	1,77		2,50	29,1	6,88	1,80	46,1	10,9	2,26	12,1	4,84	1,16	60×60×8
60×60×10		10			11,1	8,69	1,85		2,62	34,9	8,41	1,78	55,1	13,0	2,23	14,6	5,57	1,15	60×60×10
70×70×7	70	7	9	4,5	9,40	7,38	1,97	4,95	2,79	42,4	8,43	2,12	67,1	13,6	2,67	17,6	6,31	1,37	70×70×7
70×70×9		9			11,9	9,34	2,05		2,90	52,6	10,6	2,10	83,1	16,8	2,64	22,0	7,59	1,36	70×70×9
80×80×8	80	8	10	5	12,3	9,66	2,26	5,66	3,20	72,3	12,6	2,42	115	20,3	3,06	29,6	9,25	1,55	80×80×8
80×80×10		10			15,1	11,9	2,34		3,31	87,5	15,5	2,41	139	24,6	3,03	35,9	10,9	1,54	80×80×10
90×90×9	90	9	11	5,5	15,5	12,2	2,54	6,36	3,59	116	18,0	2,74	184	28,9	3,45	47,8	13,3	1,76	90×90×9
90×90×11		11			18,7	14,7	2,62		3,70	138	21,6	2,72	218	34,3	3,41	57,1	15,4	1,75	90×90×11
100×100×10	100	10	12	6	19,2	15,1	2,82	7,07	3,99	177	24,7	3,04	280	39,6	3,82	73,3	18,4	1,95	100×100×10
100×100×12		12			22,7	17,8	2,90		4,10	207	29,2	3,02	328	46,4	3,80	86,2	21,0	1,95	100×100×12
100×100×14		14			26,2	20,6	2,98		4,21	235	33,5	3,00	372	52,6	3,77	98,3	23,4	1,94	100×100×14
120×120×11	120	11	13	6,5	25,4	19,9	3,36	8,49	4,75	341	39,5	3,66	541	63,7	4,62	140	29,5	2,35	120×120×11
120×120×13		13			29,7	23,3	3,44		4,86	394	46,0	3,64	625	73,6	4,59	162	33,3	2,34	120×120×13
130×130×12	130	12	14	7	30,0	23,6	3,64	9,19	5,15	472	50,4	3,97	750	81,6	5,00	194	37,7	2,54	130×130×12
130×130×14		14			34,7	27,2	3,72		5,26	540	58,2	3,94	857	93,3	4,97	223	42,4	2,53	130×130×14
130×130×16		16			39,3	30,9	3,80		5,37	605	65,8	3,92	959	104	4,94	251	46,7	2,52	130×130×16
150×150×14	150	14	16	8	40,3	31,6	4,21	10,6	5,95	845	78,2	4,58	1340	126	5,77	347	58,3	2,94	150×150×14
150×150×16		16			45,7	35,9	4,29		6,07	949	88,7	4,56	1510	142	5,74	391	64,4	2,93	150×150×16

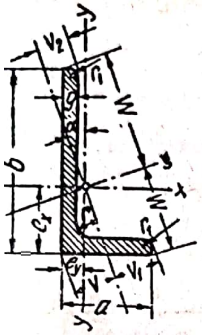
Greutatea teoretică este calculată cu greutatea specifică 7,85 kg/dm³.

Scanned with OKEN Scanner

Oțel cornier cu aripi neegale
(după STAS 425-49)

I = Moment de inerție
W = Modul de rezistență
$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$ = Rază de inerție

} Raportate la axa de incovoiere respectivă



Secțiune A cm²	Greutate G kg/m	Distanța axelor cm							Poziția axei $\eta - \eta$ $tg\alpha$	Pentru axa de încovoiere									
										$x-x$			$y-y$			$\xi-\xi$		$\eta-\eta$	
		e_x	e_y	w	w_1	v	v_1	v_2		I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	I_ξ cm⁴	i_ξ cm	I_η cm⁴	i_η cm
4,79	3,76	1,96	0,97	4,08	3,01	1,68	2,09	1,10	0,437	17,2	4,25	1,89	6,11	2,02	1,13	19,8	2,03	3,50	0,86
5,68	4,46	2,00	1,01	4,06	3,02	1,72	2,08	1,12	0,433	20,1	5,03	1,88	7,12	2,38	1,12	23,1	2,02	4,12	0,85
6,55	5,14	2,04	1,05	4,04	3,03	1,77	2,07	1,14	0,429	23,0	5,79	1,87	8,07	2,74	1,11	26,3	2,00	4,73	0,85
7,60	5,97	2,07	1,33	4,50	3,62	2,19	2,37	1,52	0,574	31,0	6,99	2,02	15,8	4,31	1,44	38,4	2,25	8,37	1,05
9,58	7,52	2,15	1,41	4,48	3,63	2,28	2,36	1,57	0,567	38,2	8,77	2,00	19,4	5,39	1,42	47,0	2,22	10,5	1,05
8,41	6,60	2,39	1,65	5,61	4,63	2,69	2,94	2,01	0,649	52,8	9,41	2,51	31,2	6,44	1,93	68,5	2,85	15,6	1,36
11,0	8,66	2,47	1,73	5,59	4,65	2,79	2,94	2,05	0,645	68,1	12,3	2,49	40,1	8,41	1,91	88,0	2,82	20,3	1,36
13,6	10,7	2,55	1,81	5,56	4,68	2,90	2,95	2,11	0,640	82,2	15,1	2,46	48,3	10,3	1,89	106	2,79	24,8	1,35
11,9	9,32	3,06	1,83	6,96	5,42	3,10	3,61	2,18	0,553	118	17,0	3,15	56,9	10,0	2,19	145	3,49	30,1	1,59
15,1	11,8	3,15	1,91	6,91	5,45	3,22	3,63	2,22	0,549	148	21,5	3,13	71,0	12,7	2,17	181	3,47	37,8	1,59
18,2	14,3	3,23	1,99	6,87	5,49	3,32	3,65	2,27	0,545	176	25,9	3,11	84,0	15,3	2,15	214	3,44	45,4	1,58
15,5	12,2	3,83	1,87	8,23	5,99	3,27	4,20	2,16	0,441	226	27,6	3,82	80,8	13,2	2,29	261	4,10	45,8	1,72
19,1	15,0	3,92	1,95	8,18	6,03	3,37	4,19	2,19	0,438	276	34,1	3,80	98,1	16,2	2,27	318	4,07	56,1	1,71
22,7	17,8	4,00	2,03	8,14	6,06	3,46	4,18	2,25	0,433	323	40,4	3,77	114	19,1	2,25	371	4,04	66,1	1,71
24,2	19,0	4,80	2,34	10,3	7,50	4,10	5,25	2,68	0,442	552	54,1	4,78	198	25,8	2,86	637	5,13	112	2,15
28,7	22,6	4,89	2,42	10,2	7,53	4,19	5,24	2,73	0,439	650	64,2	4,76	232	30 6	2,84	749	5,10	132	2,15
33,2	26,1	4,97	2,50	10,2	7,56	4,28	5,23	2,77	0,435	744	74,1	4,73	264	35,2	2,82	856	5,07	152	2,14

ı greutatea specifică 7,85 kg/dm³.

În cazul triunghiului (fig. 64,*b*):

$$I_x = \frac{bh^3}{36};$$

$$W_x = \frac{bh^2}{24}.$$

În practică, în diferite construcţii metalice sau construcţii de maşini, se utilizează secţiuni profilate standardizate, pentru

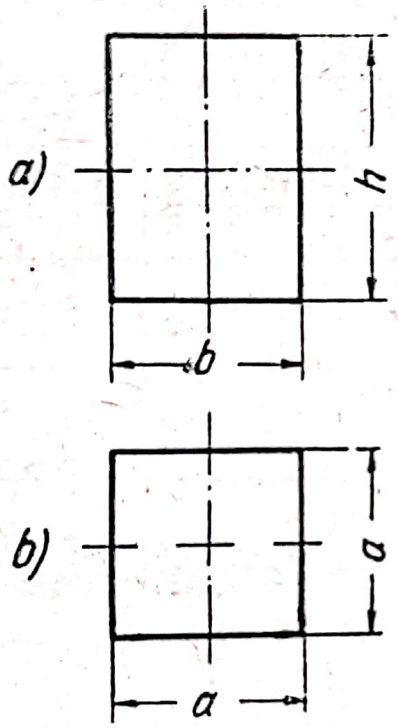


Fig. 63. Exemple de momente de inerţie.

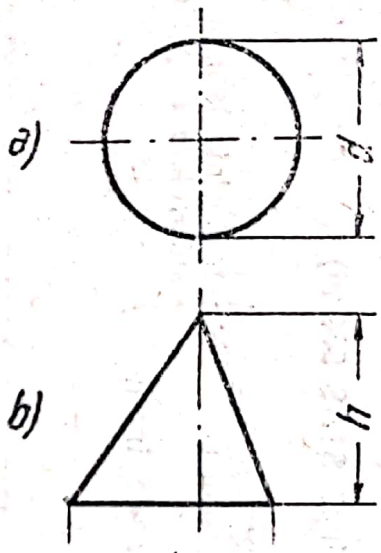


Fig. 64. Exemple de momente de inerţie.

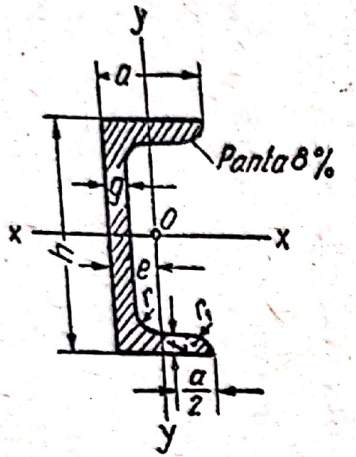
care se dau momentele de inerţie şi modulele de rezistenţă în tabele gata calculate.

În tabelele 11, 12, 13, 14 se reproduc valorile referitoare la oţelul U STAS 564-49 şi oţelul I STAS 565-49, oţel cornier cu aripi egale după STAS 424-49 şi oţelul cornier cu aripi neegale după STAS 425-49, în care se dau valorile momentelor de inerţie şi ale modulelor de rezistenţă.

4.2.2. **Variaţia momentului de inerţie faţă de axe paralele.** În tabelele menţionate se dau valorile momentelor de inerţie şi ale modulelor de rezistenţă în raport cu anumite axe care sînt indicate. De multe ori, mai ales în cazul secţiunilor compuse, este necesar să se calculeze valorile acestor mărimi în raport cu alte axe. În această situaţie se folosesc relaţii care determină valorile momentelor de inerţie faţă de noile axe,

Scanned with OKEN Scanner

Tabela 13



Oţel U

(după STAS 564-49)

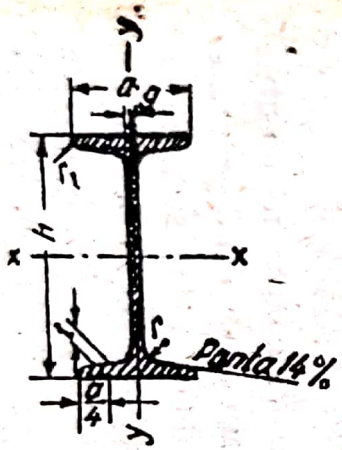
I = Moment de inerţie
W = Modul de rezistenţă
$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$ = Raza de inerţie

} Raportate la axa de încovoiere respectivă

Denumirea U	Dimensiuni mm					Secţiunea A cm²	Greutatea G kg/m	Pentru axa de încovoiere						e cm	Denumirea U
								x—x			y—y				
	h	a	g	t=r	r_1			I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm		
6 1/2	65	42	5,5	7,5	4	9,03	7,09	57,5	17,7	2,52	14,1	5,07	1,25	1,42	6 1/2
8	80	45	6	8	4	11,0	8,64	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	1,45	8
10	100	50	6	8,5	4,5	13,5	10,6	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	1,55	10
12	120	55	7	9	4,5	17,0	13,4	364	60,7	4,62	43,2	11,1	1,59	1,60	12
14	140	60	7	10	5	20,4	16,0	605	86,4	5,45	62,7	14,8	1,75	1,75	14
16	160	65	7,5	10,5	5,5	24,0	18,8	925	116	6,21	85,3	18,3	1,89	1,84	16
18	180	70	8	11	5,5	28,0	22,0	1 350	150	6,95	114	22,4	2,02	1,92	18
20	200	75	8,5	11,5	6	32,2	25,3	1 910	191	7,70	148	27,0	2,14	2,01	20
22	220	80	9	12,5	6,5	37,4	29,4	2 690	245	8,48	197	33,6	2,30	2,14	22
24	240	85	9,5	13	6,5	42,3	33,2	3 600	300	9,22	248	39,6	2,42	2,23	24
26	260	90	10	14	7	48,3	37,9	4 820	371	9,99	317	47,7	2,56	2,36	26
30	300	100	10	16	8	58,8	46,2	8 030	535	11,7	495	67,8	2,90	2,70	30

Greutatea teoretică este calculată cu greutatea specifică 7,85 kg/dm³.

Scanned with OKEN Scanner



Oțel I

(după STAS 565-49)

I = Moment de inerție
W = Modul de rezistență
$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$ = Raza de inerție

} Raportate la axa de încovoiere respectivă

Denumirea I	Dimensiuni mm					Secțiunea A cm²	Greutatea G kg/m	Pentru axa de încovoiere						Denumirea I
								x—x			y—y			
	h	a	t	g=r	r_1			I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	
8	80	42	5,9	3,9	2,3	7,58	5,95	77,8	19,5	3,20	6,29	3,00	0,91	8
10	100	50	6,8	4,5	2,7	10,6	8,32	171	34,2	4,01	12,2	4,88	1,07	10
12	120	58	7,7	5,1	3,1	14,2	11,2	328	54,7	4,81	21,5	7,41	1,23	12
14	140	66	8,6	5,7	3,4	18,3	14,4	573	81,9	5,61	35,2	10,7	1,40	14
16	160	74	9,5	6,3	3,8	22,8	17,9	935	117	6,40	54,7	14,8	1,55	16
18	180	82	10,4	6,9	4,1	27,9	21,9	1 450	161	7,20	81,3	19,8	1,71	18
20	200	90	11,3	7,5	4,5	33,5	26,3	2 140	214	8,00	117	26,0	1,87	20
22	220	98	12,2	8,1	4,9	39,6	31,1	3 060	278	8,80	162	33,1	2,02	22
24	240	106	13,1	8,7	5,2	46,1	36,2	4 250	354	9,59	221	41,7	2,20	24
26	260	113	14,1	9,4	5,6	53,4	41,9	5 740	442	10,4	288	51,0	2,32	26
28	280	119	15,2	10,1	6,1	61,1	48,0	7 590	542	11,1	364	61,2	2,45	28
30	300	125	16,2	10,8	6,5	69,1	54,2	9 800	653	11,9	451	72,2	2,56	30
32	320	131	17,3	11,5	6,9	77,8	61,1	12 510	782	12,7	555	84,7	2,67	32
36	360	143	19,5	13,0	7,8	97,1	76,2	19 610	1 090	14,2	818	114	2,90	36
40	400	155	21,6	14,4	8,6	118	92,6	29 210	1 460	15,7	1 160	149	3,13	40

Greutatea teoretică este calculată cu greutatea specifică 7,85 kg/dm³.

Scanned with OKEN Scanner

folosind valorile cunoscute față de axele vechi. Trebuie menționat că secțiunea sub acțiunea momentului încovoietor se rotește în jurul noilor axe, față de care căutăm momentul de inerție. Astfel, un caz curent, întîlnit în practică îl constituie cazul axelor paralele; dacă se consideră o suprafață plană de mărime A și două axe paralele Δ și Δ_1 cuprinse în planul secțiunii (fig. 65), valorile momentelor de inerție sînt date de expresiile:

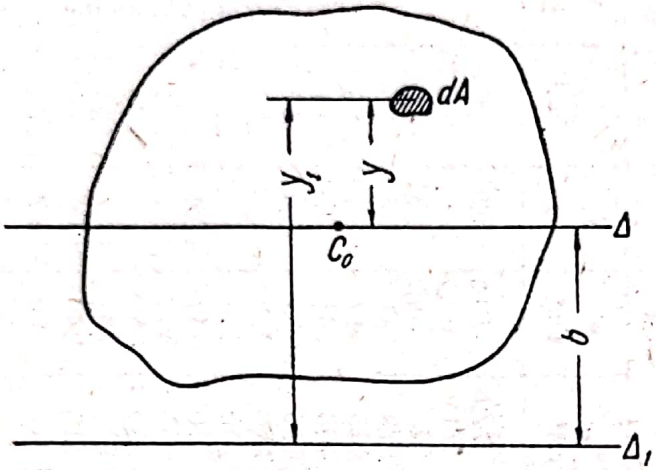


Fig. 65. Variația momentului de inerție față de axe paralele.

$$I_\Delta = \Sigma\, y^2 dA \text{ și}$$

$$I_{\Delta'} = \Sigma\, y_1^2\, dA$$

Pentru a face legătura între cele două valori se observă că:

$$y_1 = y + b.$$

Înlocuind în expresia lui I, se obține:

$$I_{\Delta'} = \Sigma y_1^2\, dA = \Sigma(y+b)^2\, dA = \Sigma y^2\, dA + 2\Sigma yb\, dA + \Sigma b^2 dA$$

sau

$$I_{\Delta'} = I\Delta + 2bs_\Delta + b^2 A.$$

În această relație s-a notat cu $s\Delta = \Sigma y dA$ expresia momentului static în raport cu axa Δ a suprafeței date.

Dacă axa Δ trece prin centrul de greutate al secțiunii A, valoarea momentului static este nulă și relația devine:

$$I_{\Delta'} = I_\Delta + b^2 A.$$

Această relație este cunoscută sub numele de formula lui Steiner.

Din formula lui Steiner se observă că valoarea momentului de inerție în raport cu axa care trece prin centrul de greutate este minimă. Axele care trec prin centrul de greutate se numesc axe centrale. Formula lui Steiner arată că momentul de inerție luat în raport cu o axă oarecare este egal cu momentul de inerție luat în raport cu axa centrală paralelă cu cea dată, plus produsul dintre aria secțiunii și pătratul distanței dintre axe.

Scanned with OKEN Scanner

Aplicație. Să se determine valoarea momentului de inerție pentru secțiunea haşurată indicată în figura 66 în raport cu axa xx' şi yy' indicată.

R e z o l v a r e: Se împarte secțiunea în figuri simple componente, şi anume dreptunghiurile *1, 2, 3* şi se adună momentele de inerție calculate în raport cu axa xx' sau yy' cu ajutorul formulei lui Steiner.

$$I_{xx'} = I_{1xx'} + I_{2xx'} + I_{3xx'} =$$
$$= \frac{a(3a)^3}{12} + \left(\frac{3a}{2}\right)^2 3a^2 +$$
$$+ \frac{a(2a)^3}{12} +$$
$$+ a^2 \cdot 2a^2 + \frac{2a \cdot a^3}{12} +$$
$$+ \left(\frac{a}{2}\right)^2 \cdot 2a^2 = \frac{148a^4}{12} =$$
$$= \frac{37a^4}{3},$$

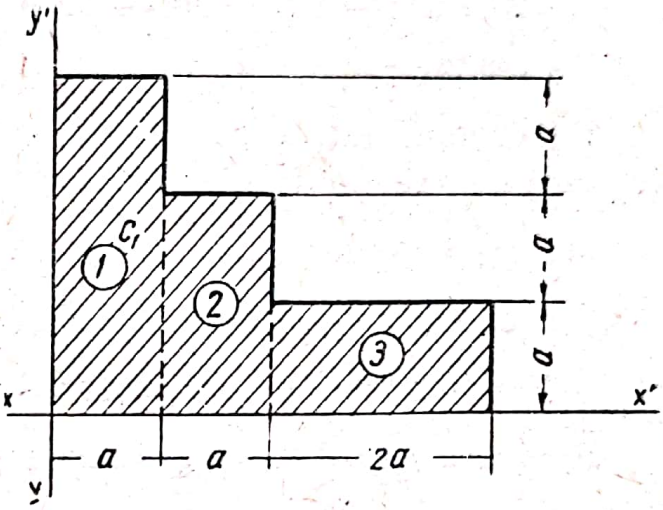


Fig. 66. Calculul momentului de inerție.

$$I_{yy'} = I_{1yy'} + I_{2yy'} + I_{3yy'} = \frac{3a \cdot a^3}{12} + \left(\frac{a}{2}\right)^2 \cdot 3a^2 + \frac{2a \cdot a^3}{12} +$$
$$+ \left(\frac{3a}{2}\right)^2 2a^2 + \frac{a(2a)^3}{12} + (3a)^2 2a^2 = \frac{292a^4}{12} = \frac{73}{3}a^4.$$

4.2.3. **Variația momentelor de inerție cu rotirea axei.** De foarte multe ori e necesară cunoaşterea valorii momentului de inerție față de o axă ce are o înclinare α față de axa în raport cu care se cunosc momentele de inerție (fig. 67).

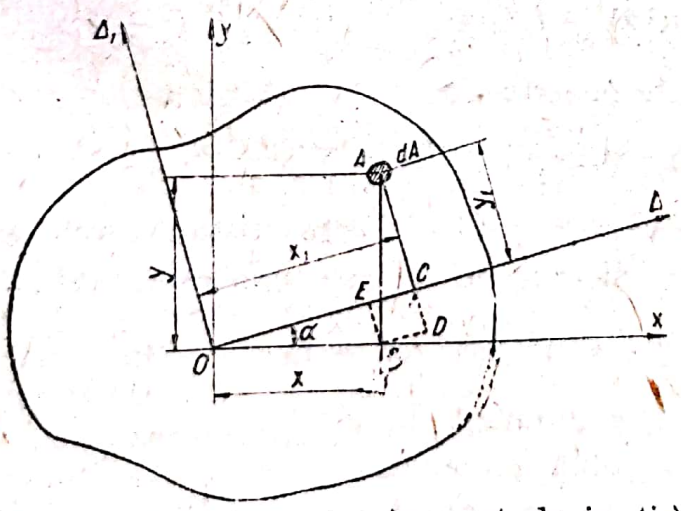


Fig. 67. Rotirea axelor (moment de inerție).

Expresiile momentelor de inerție în raport cu axele Ox, Oy, $O\Delta$ şi $O\Delta_1$ sînt:

$$I_x = \Sigma y^2 dA;$$
$$I_y = \Sigma x^2 dA;$$
$$I_\Delta = \Sigma y_1^2 dA;$$
$$I_{\Delta_1} = \Sigma x_1^2 dA.$$

Pentru a putea face legătura între momentele de inerție în raport cu noile și vechile axe, este necesar să se determine relația de legătură dintre x, y, x_1 și y_1:

$$x_1 = OC = OE + CE = OB \cos \alpha + AB \sin \alpha,$$

$$x_1 = x \cos \alpha + y \sin \alpha,$$

$$y_1 = AC = AD - CD = AD - BE = AB \cos \alpha - OB_4 \sin \alpha =$$

$$y \cos \alpha - x \sin \alpha,$$

Introducînd aceste relații în expresiile momentelor de inerție față de axele Δ și Δ_1 se obține:

$$I_\Delta = \Sigma y_1^2 \, dA = \Sigma (y \cos \alpha - x \sin \alpha)^2 dA =$$

$$\Sigma y^2 \cos^2 \alpha \, dA - \Sigma \, 2xy \cos \alpha \sin \alpha dA + \Sigma x^2 \sin^2 \alpha dA =$$

$$= \cos^2 \alpha \, \Sigma y^2 dA + \sin^2 \alpha \, \Sigma x^2 dA - 2 \sin \alpha \cos \alpha \, \Sigma \, x \cdot y \cdot dA.$$

Expresia $\Sigma xy \cdot dA = I_{xy}$ se numește moment de inerție centrifugal.

Relația de mai sus se mai poate scrie sub forma

$$I_\Delta = I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - \sin 2 \alpha \, I_{xy}.$$

În mod analog se poate determina expresia momentului de inerție în raport cu axa $O\Delta_1$, I_{Δ_1}:

$$I_{\Delta_1} = I_x \sin^2 \alpha + I_y \cos^2 \alpha + I_{xy} \sin 2\alpha.$$

Se poate observa că:

$$I_\Delta + I_{\Delta_1} = I_x (\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha) + I_y (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha) = I_x + I_y.$$

De asemenea se mai poate observa că:

$$I_\Delta + I_{\Delta_1} = I_x + I_y = \Sigma \, y^2 dA + \Sigma \, x^2 dA = \Sigma (x^2 + y^2) \, dA.$$

Dacă se notează: $x^2 + y^2 = \rho^2$ unde ρ este distanța de la elementul de arie la originea sistemului de axe, expresia devine:

$$I_\Delta + I_{\Delta_1} = I_x + I_y = \Sigma \rho^2 \cdot dA = I_0.$$

unde $I_0 = \Sigma \rho^2 \cdot dA$ se numește moment de inerție polar.

Se poate astfel enunța: suma momentelor de inerție luate în raport cu axele arbitrare între ele x și y nu se schimbă în urma

rotirii acestora și este egală cu momentul de inerție polar stabilit în raport cu originea axelor.

4.2.4. **Axe de inerție principale și momente de inerție principale.** Din cele expuse mai sus s-a putut face observația că suma momentelor de inerție luate în raport cu două axe rectangulare este constantă, indiferent de valoarea unghiului de rotire a axelor.

Tot din expresia momentului de inerție în raport cu o axă rotită, se poate trage concluzia că valoarea acestor momente de inerție se schimbă o dată cu valoarea unghiului de rotire. Ceea ce interesează în problemele practice sînt valorile maxime și minime ale momentelor de inerție, precum și direcția axelor în raport cu care aceste valori sînt maxime sau minime.

Aceste valori, maximă sau minimă, ale momentelor de inerție apar în raport cu acele axe, în raport cu care valoarea momentelor de inerție centrifugale e nulă. În acest caz, axele se numesc axe principale de inerție. În caz că aceste axe sînt în același timp axe centrale, adică trec prin centrul de greutate al secțiunii, ele se numesc axe principale centrale de inerție. Pentru a determina direcțiile acestor axe, este necesar să se determine direcția axelor în raport cu care momentele de inerție centrifugale sînt nule. Anulînd expresia momentului de inerție centrifugal în raport cu o axă rotită:

$$I_{\Delta\Delta'} = -\frac{1}{2}\sin 2\alpha\,(I_y - I_x) + I_{xy}\cos 2\alpha = 0,$$

se obține:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2I_{xy}}{I_y - I_x},$$

din care se obțin valorile lui α pentru care momentele de inerție sînt principale, adică maxime sau minime. Pentru unghiul 2α corespund două valori ce diferă între ele cu 180°, deci pentru unghiul α corespund două valori, care diferă între ele cu 90°.

La una din aceste înclinații ale axei, valoarea momentului de inerție este maximă, iar pentru a doua valoare a unghiului α momentul de inerție este minim. Aceste momente de inerție se numesc momente de inerție principale, iar în caz că ele trec prin centrul de greutate al secțiunii se numesc momente de inerție principale centrale.

Pentru a determina valorile momentelor principale de inerție în raport cu momentele de inerție față de două axe rectangulare, se înlocuiesc în expresia momentului de inerție I_Δ, în raport cu o

Scanned with OKEN Scanner

axă rotită, valorile lui $\cos^2 \alpha$, $\sin^2 \alpha$ și $\sin 2\alpha$, care sînt cunoscute o dată ce tg α este cunoscut și se obțin expresiile:

$$I_{max} = \frac{I_x + I_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{I_x - I_y}{2}\right)^2 + I^2_{xy}},$$

$$I_{min} = \frac{I_x + I_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{I_x - I_y}{2}\right)^2 + I^2_{xy}}.$$

Acestea se pot scrie mai concentrat într-o singură formulă:

$$I_{1,2} = \frac{I_x + I_y}{2} \pm \frac{1}{2}\sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I^2_{xy}}.$$

În cazul secțiunilor ce au axe de simetrie, acestea sînt în același timp și axe principale centrale de inerție, deoarece în acest caz momentele centrifugale sînt nule.

4.3. Generalizarea formulei de calcul pentru eforturile unitare normale

Formula lui Navier: $\sigma = \frac{M_{max}}{W}$ a fost stabilită la începutul acestui capitol pentru grinzi în care existau plane de simetrie, forțele acționînd într-un astfel de plan, iar fibrele neutre aflîndu-se în planul de simetrie perpendicular pe cel al forțelor. Cele două plane de simetrie ale grinzii intersectează secțiunea grinzii după două axe de simetrie, care sînt în același timp și axe principale centrale de inerție.

În cazul secțiunilor nesimetrice, compuse de exemplu din mai multe profiluri, în locul condiției ca forțele să lucreze în planul de simetrie se pune condiția ca ele să acționeze în planul care conține axele principale centrale de inerție și, în acest caz, planul perpendicular pe planul forțelor va coincide cu planul în care sînt conținute fibrele neutre. Cele două plane astfel obținute se numesc plane de inerție principale. Deoarece pentru orice formă a secțiunii transversale a grinzii se pot afla axele de inerție principale, pentru determinarea eforturilor unitare se pot utiliza formulele lui Navier, stabilite în raport cu aceste axe.

Pentru determinarea efortului unitar dintr-o secțiune oarecare, aflată la distanța y_1 de axa principală, se utilizează formula:

$$\sigma = \frac{My_1}{I_1},$$

Scanned with OKEN Scanner

în care: M este momentul încovoietor în secțiune; y_1 — distanța de la axă la punct și I_1 — momentul de inerție.

Pentru dimensionare sau verificare se utilizează formulele:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}\, y_{1\,max}}{I_1},$$

sau

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_1}.$$

Aceste formule sînt valabile dacă este respectată condiția ca forțele exterioare să se afle într-unul din planele de inerție principale ale grinzii, iar momentul de inerție sau modulul de rezistență se stabilesc în raport cu axa de inerție principală, cuprinsă în planul secțiunii, care este evident perpendiculară pe planul în care sînt cuprinse forțele.

4.4. Deformațiile elastice ale pieselor supuse la încovoiere

De foarte multe ori, în construcția organelor de mașini sau în construcția de clădiri, deformațiile sînt mici și în calculele de rezistență nu se ține seama de ele. Cu toate acestea, calculul deformațiilor este totuși necesar în anumite cazuri. În general, calculul deformațiilor urmărește două scopuri:

— verificarea rigidității barelor solicitate la încovoiere;

— rezolvarea problemelor static nedeterminate.

Deformațiile caracteristice încovoierii sînt: săgeata și unghiul de rotire al secțiunii.

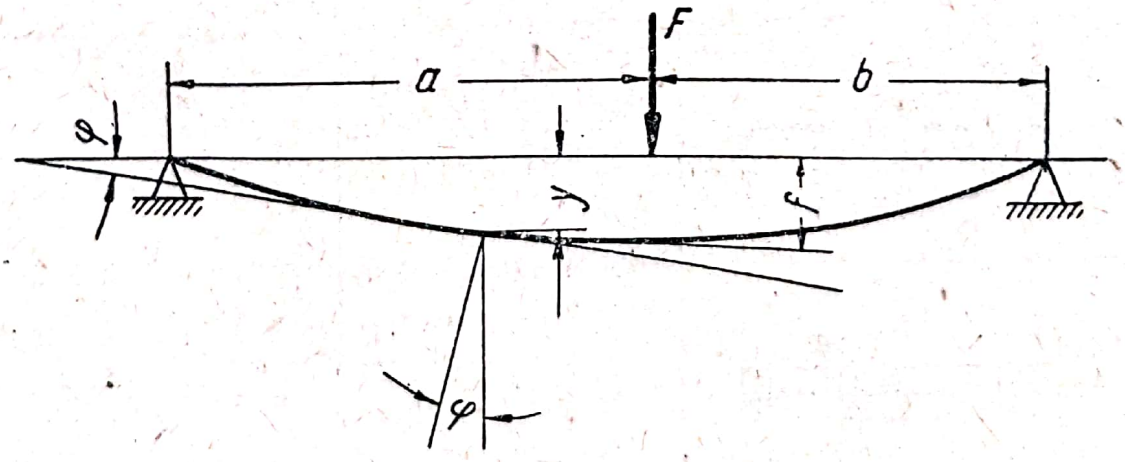


Fig. 68. Deformațiile grinzilor solicitate la încovoiere.

Scanned with OKEN Scanner

Săgeata este mărimea y cu care se deplasează pe verticală punctele fibrei neutre în direcţie perpendiculară pe axa nedeformată a barei (fig. 68). În problemele practice interesează în special săgeata maximă.

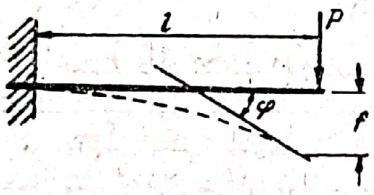
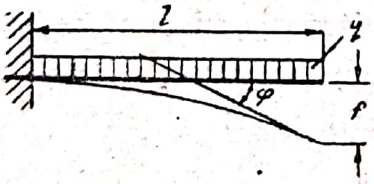
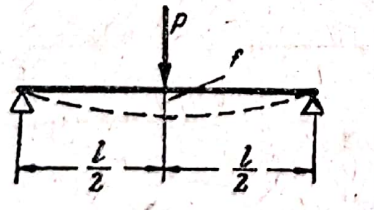
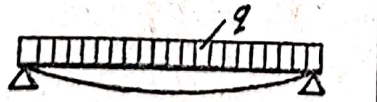
Unghiul φ cu care s-a rotit secţiunea considerată este egal cu unghiul pe care-l face tangenta la curba fibrei neutre, în secţiunea respectivă, cu axa nedeformată a grinzii.

Deformaţiile grinzilor pot fi calculate prin mai multe metode. În tabela 15 se dau formulele pentru determinarea acestor deformaţii, pentru cîteva grinzi de formă şi încărcare ce se întîlnesc curent.

Determinarea deformaţiilor de încovoiere. Pentru determinarea deformaţiilor unei grinzi solicitate la încovoiere se uti-

Tabela 15

Deformaţiile principale ale unor grinzi

	Săgeata	Unghiul
a 	$f = \frac{1}{3} \cdot \frac{Pl^3}{EI_z}$	$\operatorname{tg}\varphi = \frac{1}{2} \cdot \frac{Pl^2}{EI_z}$
b 	$f = \frac{1}{8} \cdot \frac{Pl^3}{EI_z}$ $(P = ql)$	$\operatorname{tg}\varphi = \frac{1}{6} \cdot \frac{Pl^2}{EI_z}$
c 	$f = \frac{1}{48} \cdot \frac{Pl^3}{EI_z}$	$\operatorname{tg}\varphi = \frac{1}{16} \cdot \frac{Pl^2}{EI_z}$
d 	$f = \frac{5}{384} \cdot \frac{Pl^3}{EI_z}$ $(P = ql)$	$\operatorname{tg}\varphi = \frac{1}{24} \cdot \frac{Pl^2}{EI_z}$

Scanned with OKEN Scanner

lizează multe metode de lucru. Astfel se pot utiliza: metoda analitică, metoda grafo-analitică, metoda grafică, metoda calculului energiei potențiale etc.

În cele ce urmează se va indica modul de determinare al eforturilor prin metoda grafo-analitică și prin metoda grafică, celelalte metode fiind mai puțin comode, deoarece necesită cunoștințe matematice superioare.

În acest scop, se presupune o grindă simplu rezemată solicitată la încovoiere, ca în figura 69, de o sarcină concentrată situată la mijlocul barei. Pentru cunoașterea solicitării grinzii se determină reacțiunile R_1 și R_2 și apoi se desenează diagramele T, M.

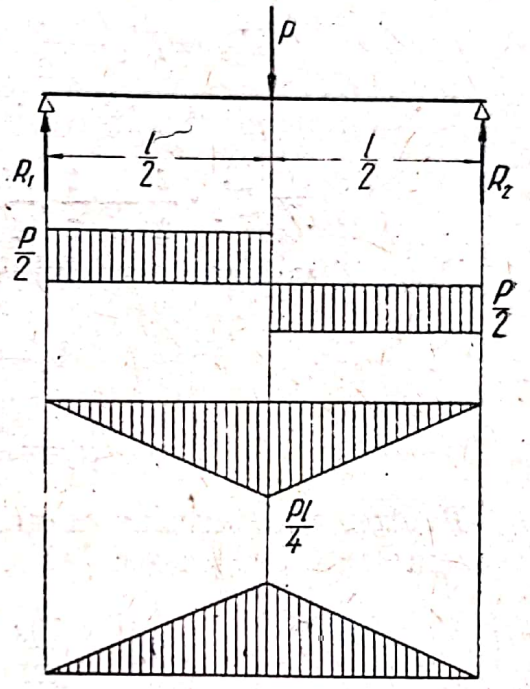


Fig. 69. Determinarea deformațiilor din încovoiere.

Pentru determinarea deformațiilor grinzii (săgeata și unghiul de rotație al secțiunii), se înlocuiește grinda reală simplu rezemată cu o grindă simplu rezemată fictivă, a cărei încărcare variază după legea momentului încovoietor al grinzii reale. Se obține în acest mod grinda simplu rezemată, încărcată ca în figura 70.

Pentru determinarea unghiului de rotire și a săgeții într-o secțiune, de exemplu la mijlocul grinzii, se calculează forța tăietoare T_f și momentul încovoietor M_f în această secțiune, dat de sarcina fictivă. Săgeata y și unghiul de rotire θ al secțiunii sînt date de relațiile:

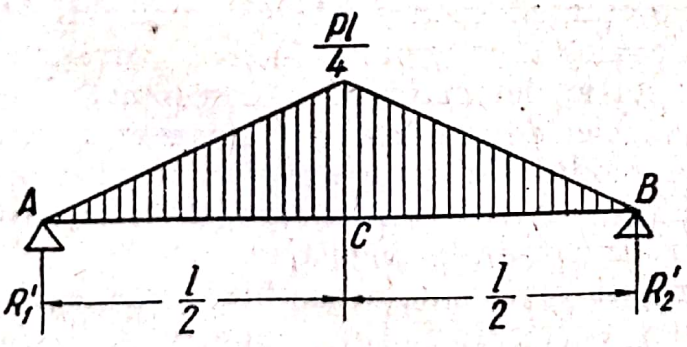


Fig. 70. Determinarea deformațiilor din încovoiere.

$$y = \frac{M_f}{EI} \quad \text{și} \quad \theta = \frac{T_f}{EI}.$$

În aceste relații, E este modulul de elasticitate, iar I este momentul de inerție. Produsul EI poartă numele de rigiditatea

barei. În cazul grinzii fictive arătate, valorile reacțiunilor R'_1 și R'_2 sînt:

$$R'_1 = R'_2 = \frac{1}{2}\frac{P \cdot l}{4} \cdot \frac{l}{2} = \frac{P \cdot l^2}{16}.$$

Expresia forței tăietoare fictive în punctul C este:

$$T_{fc} = R'_1 - \frac{1}{2}\frac{l}{2}\frac{Pl}{4} = \frac{Pl^2}{16} - \frac{Pl^2}{16} = 0.$$

Expresia momentului încovoietor fictiv în punctul C este:

$$M_f^c = R'_1 \cdot \frac{l}{2} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Pl}{4}\frac{l}{2}\frac{1}{3}\frac{l}{2} = \frac{Pl^3}{32} - \frac{Pl^3}{96} = \frac{Pl^3}{48}.$$

Rezultă valorile unghiului de rotire și ale săgeții:

$$\theta_c = \frac{T_{fc}}{EI} = 0,$$

$$y_c = \frac{M_{fc}}{EI} = \frac{Pl^3}{48EI}.$$

Pentru a determina unghiurile de rotire ale secțiunilor din reazeme se folosește aceeași relație și se obține:

$$\theta_A = \frac{T_{fA}}{EI} \quad \text{și} \quad \theta_B = \frac{T_{fB}}{EI}.$$

Dar:

$$T_{fA} = R'_1 = \frac{Pl^2}{16} \quad \text{și} \quad T_{fB} = -R'_2 = -\frac{Pl^2}{16}.$$

Se obține valorile:

$$\theta_A = \frac{Pl^2}{16EI}; \quad \theta_B = \frac{-Pl^2}{16EI}.$$

La această metodă e necesar să se dea atenție modului în care o grindă reală se înlocuiește cu grinda fictivă corespunzătoare. Unei grinzi reale static determinate îi corespunde întodeauna o grindă fictivă static determinată. Alegerea grinzii fictive este influențată de modul de rezemare (de legăturile) al grinzii reale. Din relațiile de calcul pentru săgeată și pentru unghiurile de rotire decurg următoarele condiții:

1. Dacă săgeata f a grinzii reale într-o secțiune este egală cu zero, în aceeași secțiune a grinzii fictive, momentul încovoietor fictiv trebuie să fie egal cu zero (cazul secțiunilor în care sînt reazemele, articulațiile sau încastrarea, care constituie legăturile).

2. Dacă unghiul de rotire al unei secțiuni a grinzii reale este egal cu zero, în aceeași secțiune a grinzii fictive forța tăietoare

Scanned with OKEN Scanner

trebuie să fie egală cu zero (de exemplu secțiunea care se află în încastrare).

3. Dacă unghiul de rotire sau săgeata într-o secțiune a grinzii reale este diferit de zero, atunci momentul încovoietor și forța tăietoare fictive corespunzătoare sînt diferite de zero.

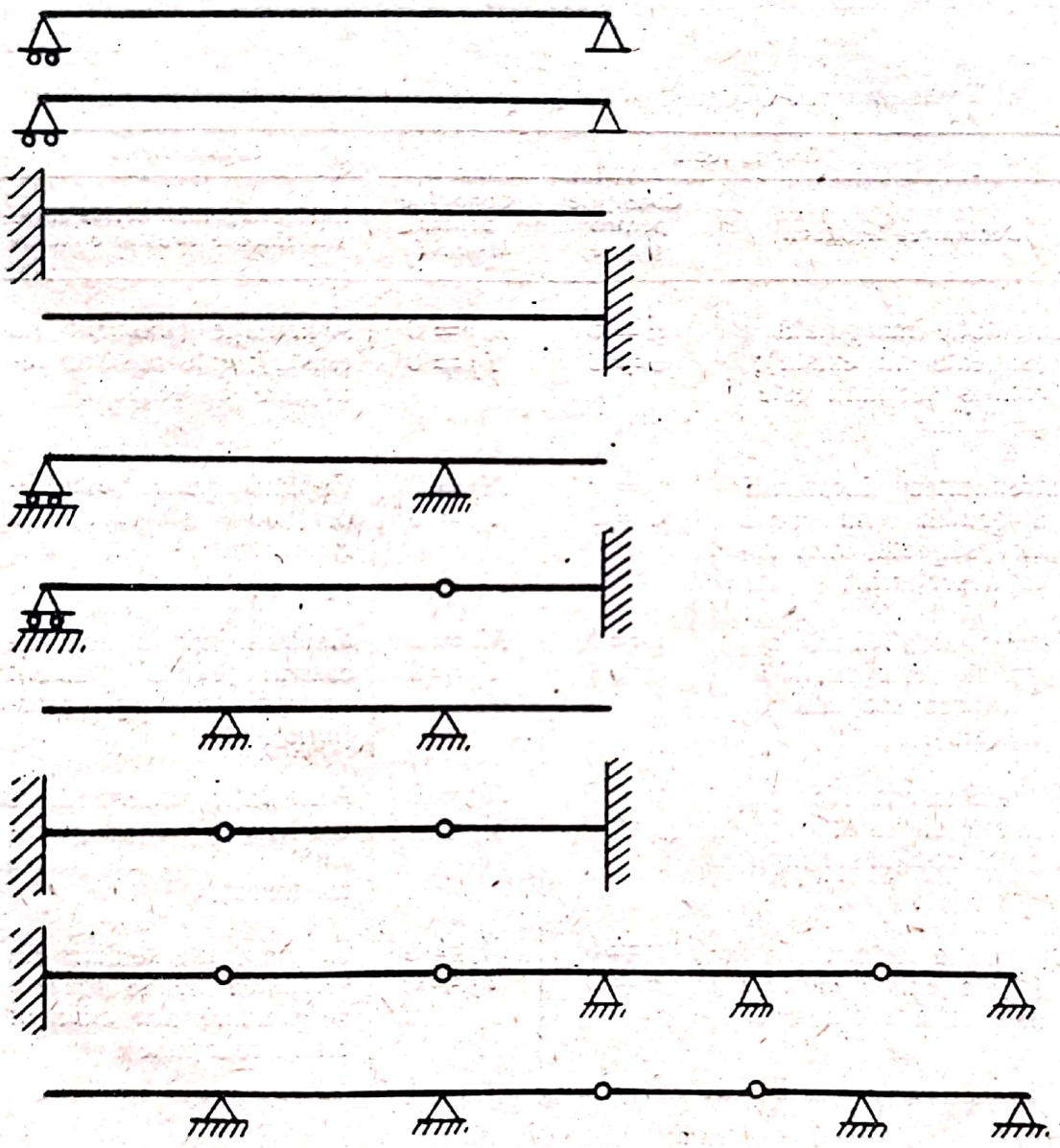


Fig. 71. Determinarea deformațiilor din încovoiere.

Pentru ușurarea modului de alegere al grinzii fictive se arată în tabela 16 modul de transformare a reazemelor de la grinda reală la grinda fictivă.

În figura 71 sînt date schematic cîteva exemple care ilustrează modul de transformare a legăturilor de la grinda reală, la cea fictivă.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru determinarea săgeții și a unghiului de rotire într-o anumită secțiune, se efectuează succesiv următoarele operații:

— se trasează schema grinzii reale;

— se construiește diagrama momentului încovoietor real;

— se construiește schema grinzii fictive, alegîndu-se legăturile corespunzătoare cu ajutorul tabelei 16;

Tabela 16

Transformarea legăturilor de la grinda reală la grinda fictivă

Grinda reală			Grinda fictivă
Denumirea legăturii	Condițiile pentru y și θ	Condițiile pentru M_f și T_f	Legătura grinzii fictive corespunzătoare acestor condiții
Articulație marginală (săgeata nu există); rotația secțiunii este posibilă.	$y = 0$ $\theta \neq 0$	$M_f = 0$ $T_f \neq 0$	Articulație (moment nu există); este posibilă reacțiune în reazem.
Extremitatea încastrată a grinzii (nu există nici săgeată, nici rotația secțiunii)	$y = 0$ $\theta = 0$	$M_f = 0$ $T_f = 0$	Capătul grinzii este liber (nu există nici forță concentrată, nici moment).
Extremitatea liberă a grinzii (este posibilă și rotirea secțiunii și săgeata).	$y \neq 0$ $\theta \neq 0$	$M_f \neq 0$ $T_f \neq 0$	Capătul grinzii este încastrat (există moment de încastrare și reacțiune).
Reazem intermediar, (nu există săgeată; e posibilă rotația secțiunii)	$y = 0$ $\theta \neq 0$	$M_f = 0$ $T_f \neq 0$	Articulație intermediară (nu există moment, articulația transmite forța tăietoare).
Articulație intermediară (poate există săgeată și rotația secțiunii).	$y \neq 0$ $\theta \neq 0$	$M_f \neq 0$ $T_f \neq 0$	Reazem intermediar (în secțiunea de pe reazem se produce atît moment cît și reacțiune).

— se încarcă grinda fictivă cu o sarcină fictivă ce variază după legea dată de diagrama momentului încovoietor real. În acest scop, se dispun lucrurile astfel că abscisa diagramei momentului încovoietor real să coincidă cu axa grinzii fictive ; pentru valorile pozitive ale momentului încovoietor, ordonatele sarcinii fictive se iau în sus, iar în cazul celor negative, în jos;

— se calculează reacțiunile în grinzile fictive;

Scanned with OKEN Scanner

— se calculează valoarea forţei tăietoare fictive şi a momentului încovoietor în secţiunea în care trebuie determinate unghiul de rotire şi săgeata cu ajutorul relaţiilor indicate.

Momentele fictive au formula dimensională forţă × lungime^3, forţele tăietoare — forţă × lungime^2; intensitatea sarcinii fictive şi a reacţiunii fictive au formula dimensională forţă × lungime^2.

În cazul grinzilor reale încărcate cu sarcini distribuite, diagramele momentelor încovoietoare sînt curbilinii. În acest caz, calculul forţelor tăietoare fictive şi al momentelor încovoietoare fictive se poate face grafic sau prin metoda grafoanalitică, dacă se cunosc formulele corespunzătoare pentru calculul mărimii suprafeţelor diagramei de momente (la calculul forţei tăietoare fictive) şi ale momentului static al suprafeţei diagramei din stînga secţiunii în raport cu secţiunea (la calculul momentului încovoietor fictiv).

Exemple de calcul.

Exemplul 1. Se dă grinda încastrată în capătul A şi încărcată cu o sarcină P concentrată în capătul B. Lungimea grinzii este l. Să se afle săgeata şi unghiul de rotire în secţiunea din capătul B.

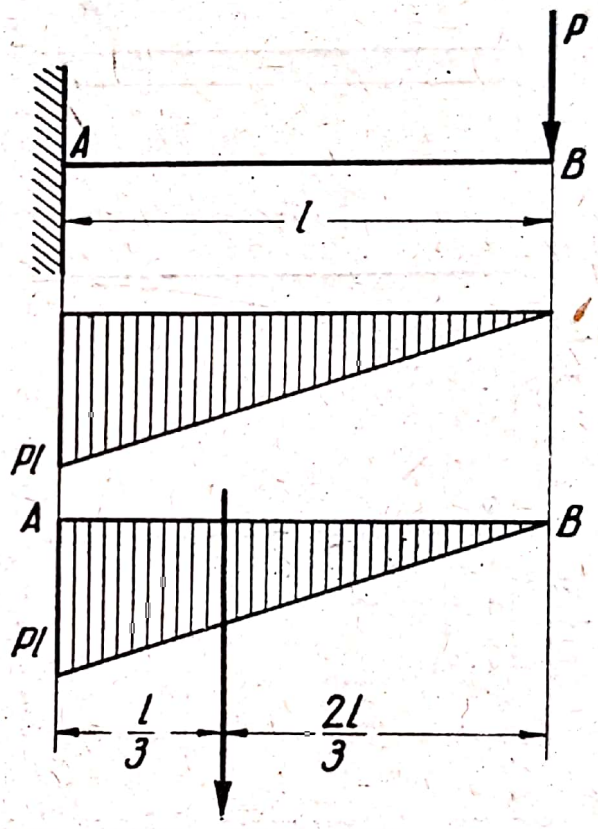


Fig. 72. Determinarea deformaţiilor din încovoiere.

Rezolvare. După desenarea schemei grinzii reale şi a diagramei momentului real (fig. 72), se procedează la stabilirea grinzii fictive corespunzătoare.

Pentru stabilirea unghiului de rotire şi al săgeţii în secţiunea B, se stabileşte mărimea forţei tăietoare fictive şi a momentului încovoietor fictiv.

Rezultă:

$$T_{fB} = \frac{P \cdot l \cdot l}{2},$$

$$M_{fB} = -\frac{1}{2} Pl \cdot l \frac{2}{3} l = -\frac{P \cdot l^3}{3}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Rezultă:

$$y_{max} = -\frac{P \cdot l^3}{3EI},$$

$$\theta = \frac{P \cdot l^2}{2EI} \text{ [radiani].}$$

Exemplul 2. Să se determine unghiul de rotire și săgeata din capătul liber al unei grinzi încărcate cu o sarcină uniform distribuită, încastrată la celălalt capăt.

Rezolvare. După desenarea schemei grinzii reale și a diagramei momentului real (fig. 73), se procedează la stabilirea grinzii fictive corespunzătoare.

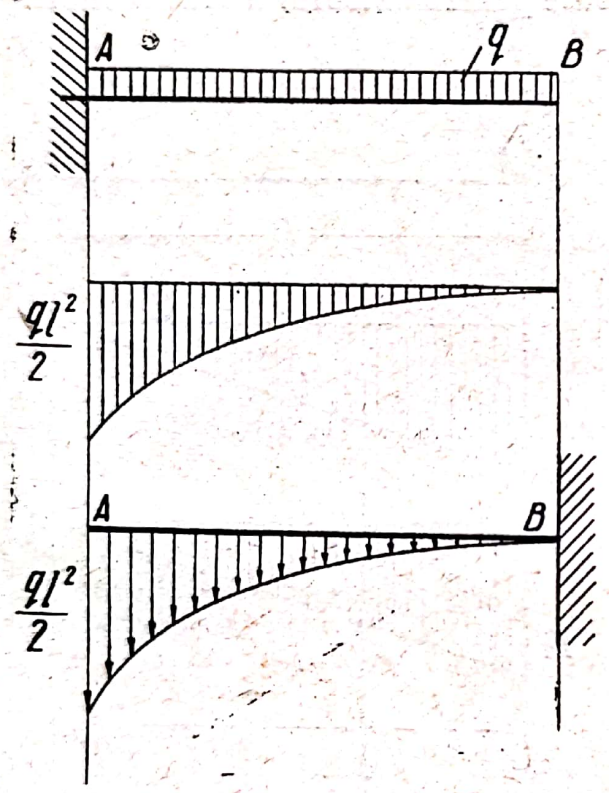


Fig. 73. Determinarea deformațiilor din încovoiere.

Pentru stabilirea unghiului de rotire și a săgeții în secțiunea B, se stabilesc mărimile forței tăietoare fictive și momentului încovoietor fictiv în secțiunea B.

Mărimea forței tăietoare fictive este egală în cazul dat cu suprafața diagramei de momente din stînga secțiunii. Se știe din geometrie că mărimea acestei suprafețe este

$$A = \frac{ql^3}{6},$$

deci:

$$T_{fB} = \frac{ql^3}{6}.$$

Mărimea momentului încovoietor fictiv din B este egal cu momentul static al acestei suprafețe în raport cu punctul B. Distanța de la B la centrul de greutate al suprafeței este:

$$x_c = \frac{3l}{4}.$$

Rezultă:

$$M_{fB} = A \cdot x_c = \frac{ql^3}{6} \cdot \frac{3l}{4} = \frac{ql^4}{8}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Valorile deformaţiilor sînt:

$$\theta = + \frac{ql^3}{6EI} \quad \text{şi} \quad y_{max} = + \frac{ql^4}{8EI}.$$

4.5. Calculul eforturilor unitare tangenţiale la grinzile supuse la încovoiere

Într-o secţiune oarecare, transversală, a unei grinzi solicitate la încovoiere, acţionează un moment încovoietor şi o forţă tăietoare care sînt echilibrate de eforturile unitare şi de eforturile unitare tangenţiale ce apar în secţiune. Dacă se izolează prin metoda secţiunilor o parte din grindă, în secţiune acţionează o forţă tăietoare care este echilibrată de eforturile unitare tangenţiale (fig. 74).

Mărimea acestor eforturi unitare tangenţiale variază după poziţia punctului considerat.

În privinţa distribuţiei eforturilor unitare tangenţiale, se fac următoarele ipoteze, cunoscute sub numele de ipotezele lui Juravski:

— direcţia tuturor eforturilor unitare tangenţiale este paralelă cu forţa T pe care acestea o echilibrează;

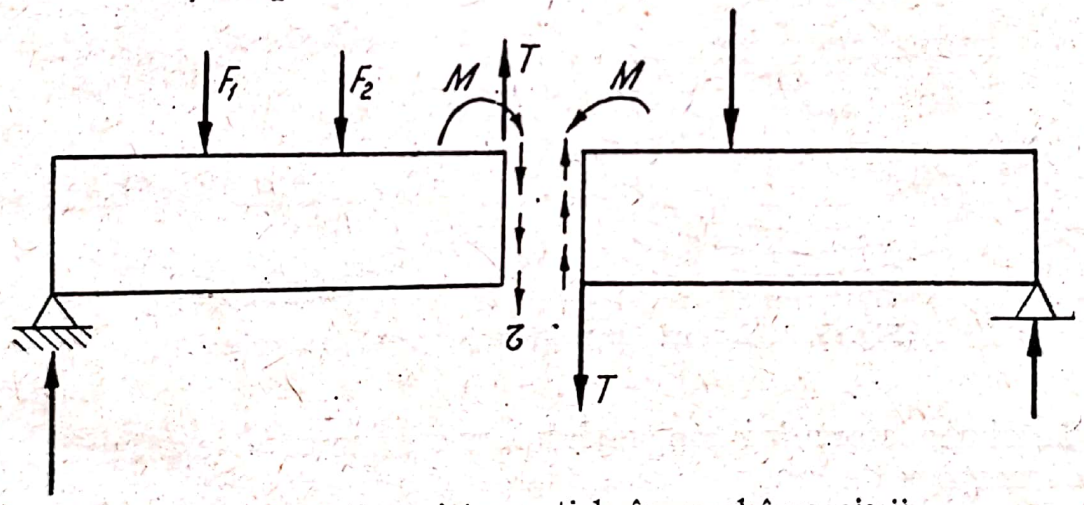


Fig. 74. Eforturi tangenţiale în cazul încovoierii.

— eforturile unitare tangenţiale care acţionează în puncte situate la aceeaşi distanţă de axa neutră sînt egale între ele.

În figură mai sînt indicate eforturile unitare normale. Eforturile unitare tangenţiale apar conform principiului dualităţi eforturilor; în secţiunile perpendiculare apar eforturi tangenţiale identice. Pentru o mai bună ilustrare, se arată în figura 75 distribuţia eforturilor unitare în diverse secţiuni perpendiculare între ele, din cuprinsul unei grinzi.

Scanned with OKEN Scanner

Apariţia acestor eforturi unitare tangenţiale la o grindă solicitată la încovoiere simplă pare uneori ciudată, mai ales dacă nu apare forţa tăietoare în grindă.

Pentru a lămuri acest fenomen e bine să se reia exemplul grinzii formate dintr-un pachet de scînduri, ca în figura 76.

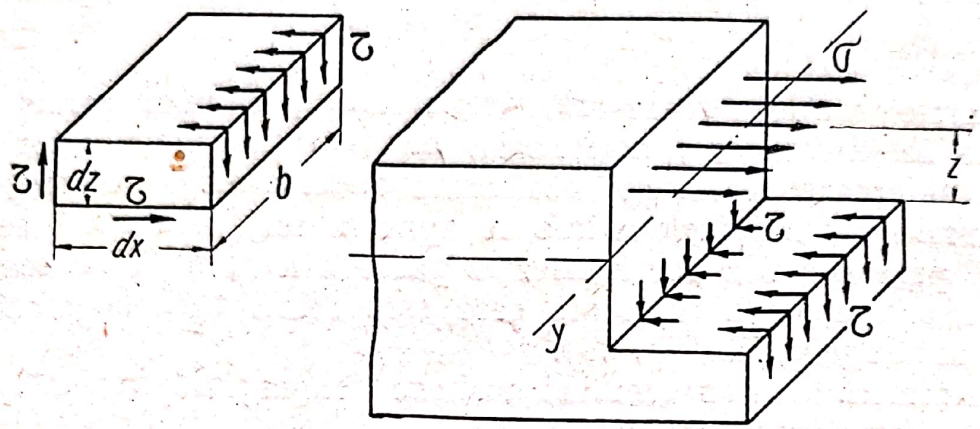


Fig. 75. Eforturi tangenţiale în cazul încovoierii.

Se constată o alunecare relativă între scîndurile care se lungesc sau se contractă diferit. Această alunecare denotă existenţa eforturilor tangenţiale în cazul grinzii compacte.

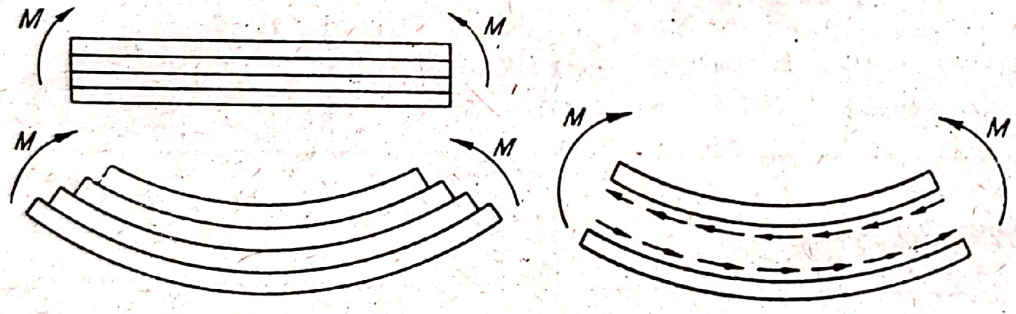


Fig. 76. Eforturi tangenţiale în cazul încovoierii.

Mărimea efortului tangenţial într-un punct al secţiunii aflat la distanţa y de axa neutră xx' a secţiunii este dată de formula lui Juravski:

$$\tau = \frac{T \cdot S_{xx}}{I_x \cdot b},$$

în care:

T este forţa tăietoare ce lucrează în secţiune;

S_{xx} — momentul static în raport cu axa neutră a acelei porţiuni din suprafaţa secţiunii care se află în afara liniei paralele cu axa neutră, aflată la distanţa y de axa neutră;

Scanned with OKEN Scanner

I_x — momentul static al secțiunii întregi în raport cu axa neutră;

b — lățimea secțiunii paralele cu axa neutră, la distanța y de această.

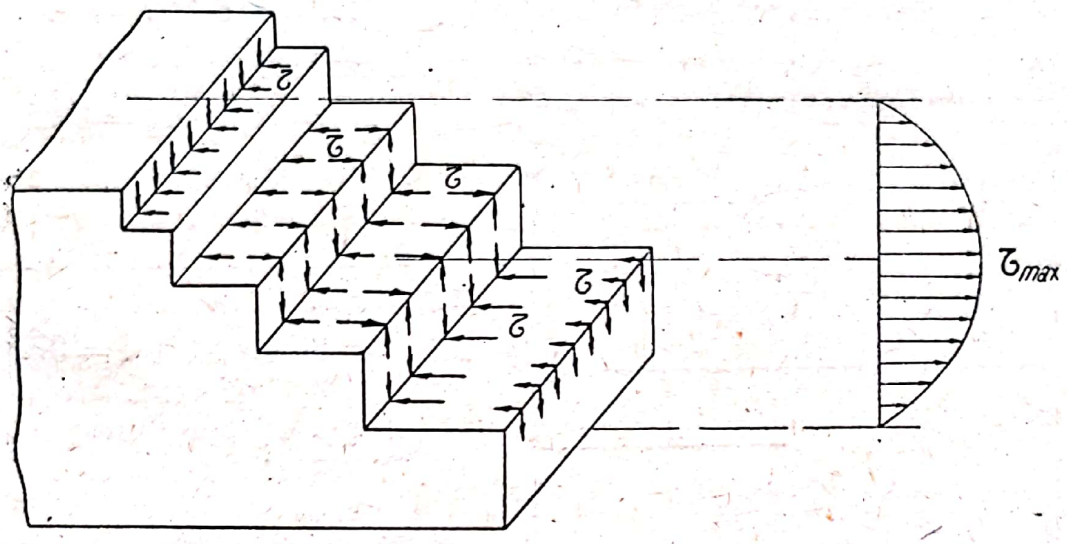


Fig. 77. Variația eforturilor tangențiale în cazul încovoierii.

Efortul unitar tangențial în secțiunea longitudinală, paralelă cu stratul neutru, are, pe baza principiului dualității, aceeași valoare.

Distribuția eforturilor tangențiale într-o secțiune oarecare depinde de forma secțiunii; în general, variația acestor eforturi în secțiune nu este liniară.

În cazul unei secțiuni dreptunghiulare, această variație este parabolică (fig. 77).

În cazul grinzilor solicitate la încovoiere ce au o secțiune plină, o lățime constantă sau variabilă fără salturi bruște și fără goluri, mărimea eforturilor tangențiale ce apar în secțiune este neglijabilă în raport cu mărimea eforturilor unitare normale. Din acest motiv, la astfel de grinzi, în calculele de rezistență nu se iau în seamă eforturile unitare tangențiale.

În cazul grinzilor la care lățimea secțiunii pline a grinzii prezintă salturi, sau în cazul grinzilor compuse din fiare profilate, este necesar să se stabilească mărimea acestor eforturi, deoarece pot avea valori remarcabile. În aceste cazuri, în calcule trebuie avute în vedere și aceste eforturi unitare.

Exemplu. O grindă din lemn simplu rezemată (fig. 78) cu secțiunea dreptunghiulară de 20×30 cm², este încărcată cu o sarcină $P=6\,000$ kgf, aplicată la mijlocul ei. Lungimea grinzii este $l=2$ m. Să se stabilească eforturile unitare ce se nasc în secțiunea din mijlocul grinzii.

Scanned with OKEN Scanner

Rezolvare. Se determină în prealabil reacțiunile, diagrama forțelor tăietoare și diagrama momentelor încovoietoare. Ecuațiile de echilibru sînt:

$$R_1 + R_2 - 6 = 0,$$
$$2R_2 - 6 \times 1 = 0.$$

Rezultă:

$$R_2 = 3 \text{ tf}, \; R_1 = 3 \text{ tf}.$$

Forța tăietoare în regiunea $1-2$ este $T=3\ 000$ kgf.

Momentul încovoietor maxim este:

$$M_{max} = 3\,000 \times 100 = 300\,000 \text{ kgf} \cdot \text{cm}.$$

Rezultă:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{M_{max}}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{300\,000}{\frac{20 \cdot 30^2}{6}},$$

$$\sigma = 100 \text{ kgf/cm}^2.$$

În figura 78 se vede că:

$$S_{xx} = 20 \times 15 \times 7{,}5 = 2\,250 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{T \cdot S_{xx}}{b \cdot I_z} = \frac{3\,000 \cdot 2\,250}{20 \cdot \frac{20 \times 30^3}{12}} =$$

$$= 7{,}5 \text{ kgf/cm}^2.$$

Se observă că valoarea efortului unitar tangențial maxim este destul de mică.

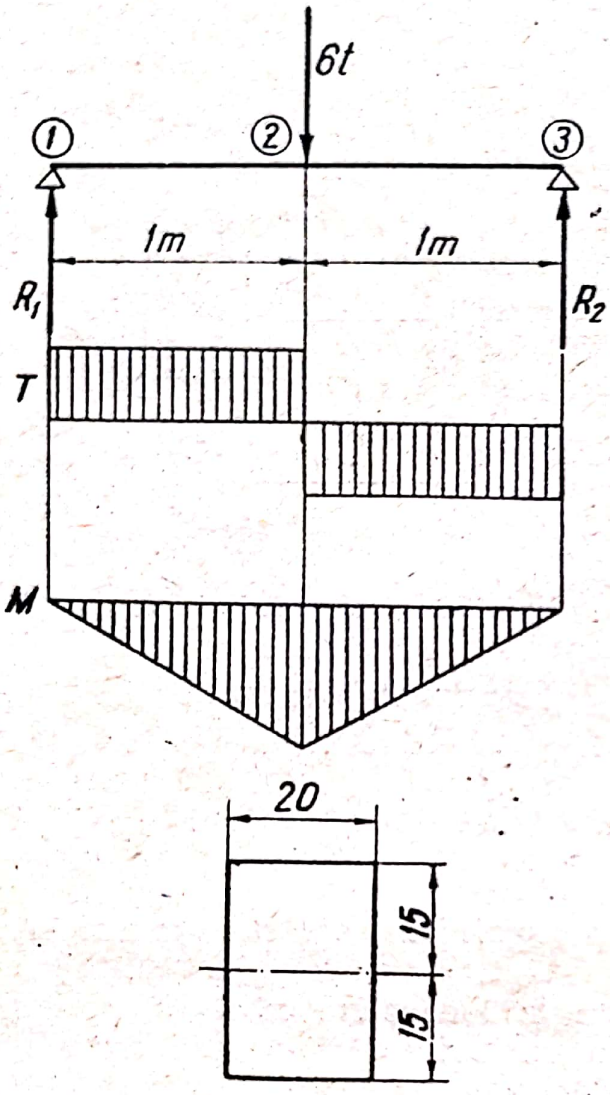


Fig. 78. Grindă simplu rezemată.

Exemplu. Să se determine eforturile unitare normale și tangențiale dintr-o grindă cu goluri interioare (fig. 79), a cărei secțiune este indicată în figură, știind că grinda este simplu rezemată, de lungime $l=1{,}2$ m și este încărcată cu o sarcină $F=6$ tf.

Rezolvare. Pentru determinarea reacțiunilor se scriu condițiile de echilibru ale grinzii:

$$R_1 + R_2 - 6 = 0,$$
$$1{,}2R_2 - 0{,}6 \times 6 = 0.$$

Rezultă:

$$R_1 = 3 \text{ tf}, \quad R_2 = 3 \text{ tf}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Se trasează diagrama forţelor tăietoare şi a momentelor încovoietoare.

În regiunea $1-2$, forţa tăietoare are valoarea $T=3$ tf.

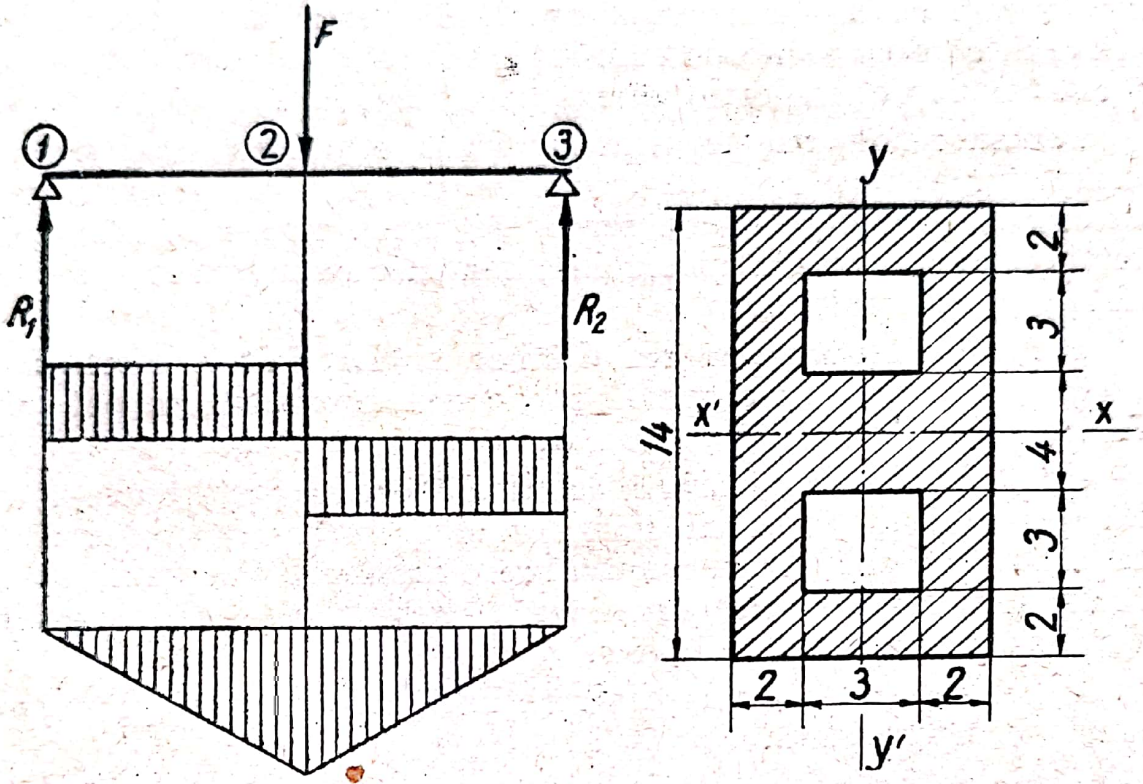


Fig 79. Grindă simplu rezemată, cu goluri interioare.

Momentul încovoietor maxim este $M_{max}=3\times 0{,}6=1{,}8$ tf·m,

$$M_{max}=180\,000 \text{ kgf/cm}.$$

Eforturile unitare se determină prin relaţiile:

$$\sigma=\frac{M_{max}}{W}=\frac{M_{max}\cdot y_{max}}{I_x}$$

În această relaţie, momentul de inerţie faţă de axa neutră este:

$$I_x=\frac{7\cdot 14^3}{12}-\frac{3\cdot 10^3}{12}+\frac{3\cdot 4^3}{12}=1\,366 \text{ cm}^4,$$

$$\sigma=\frac{180\,000\cdot 5}{1\,366}=920 \text{ kgf/cm}^2,$$

$$S_{xx}=7\times 2\times 6=84 \text{ cm}^3,$$

$$b=2+2=4 \text{ cm}.$$

$$\tau=\frac{T\cdot S_{xx}}{I_2\cdot b}=\frac{3\,000\times 84}{1\,366\times 4}=46 \text{ kgf/cm}^2,$$

Scanned with OKEN Scanner

4.6. Probleme de încovoiere static nedeterminate

Solicitarea la încovoiere a fost studiată în paragrafele anterioare numai în cazul grinzilor static determinate, adică în cazul în care ecuaţiile de echilibru din statică sînt satisfăcătoare pentru determinarea tuturor reacţiunilor.

Pentru rezolvarea problemelor static nedeterminate, pentru completarea numărului de ecuaţii necesare la determinarea tuturor reacţiunilor necunoscute, se mai scriu relaţiile existente între deformaţii şi sarcină, relaţii ce sînt diferite de rezistenţa materialelor.

Pentru determinarea reacţiunilor şi implicit a eforturilor reale ce se nasc într-o grindă static nedeterminată, se pot utiliza mai multe metode de calcul.

4.6.1. **Metoda comparării deformaţiilor.** Această metodă se foloseşte curent în cazul grinzilor simplu static nedeterminate, adică în cazul în care numărul reacţiunilor depăşeşte numărul ecuaţiilor date de statică numai cu 1. Exemple de astfel de grinzi sînt date în figura 80, *a*, *b*, şi *c*.

În aceste exemple una din reacţiuni, oricare la alegere, este static nedeterminată.

Această reacţiune static nedeterminată se poate numi în mod convenţional reacţiune suplimentară.

Pentru determinarea mărimii reacţiunii suplimentare se transformă grinda static nedeterminată într-o grindă static determinată, ceea ce se obţine pur şi simplu prin înlăturarea reacţiunii suplimentare. Grinda static determinată ce se obţine în acest mod poartă numele convenţional de sistem sau grindă de bază.

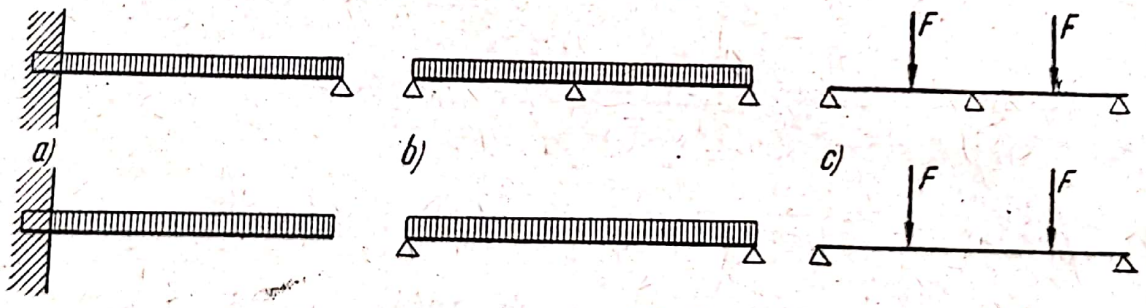


Fig. 80. Grinzi static nedeterminată.

În figura 80 sînt arătate sub grinzile static nedeterminate şi exemple de sisteme de bază.

Sub acţiunea sarcinilor, grinda de bază se deformează şi, fiind static determinată, se pot calcula şi deformaţiile ei, astfel

că se poate calcula deformaţia ce se produce în dreptul reazemului în care s-a stabilit reacţiunea suplimentară. În figura 81 este arătată o astfel de grindă static nedeterminată; în figura 81, *a* este indicată grinda de bază, iar în figura 81, *b* este arătată grinda de bază deformată.

Pentru determinarea mărimii reacţiunii suplimentare se înlătură toate sarcinile şi se încarcă grinda numai cu reacţiunea suplimentară. Se calculează deformaţia grinzii astfel obţinute şi se pune condiţia ca deformaţia f_c dată de reacţiunea suplimentară să fie egală şi de semn contrar cu deformaţia dată de sarcini (fig. 81, *c*). Această condiţie constituie o nouă ecuaţie, din care se scoate expresia reacţiunii suplimentare şi deci posibilitatea de a determina toate necunoscutele. Condiţia ca deformaţiile să fie egale şi de semn contrar se bazează pe condiţia ca deformaţiile să fie compatibile cu reazemele, adică pe faptul că în reazeme săgeata este nulă. În figura 81, *d* este arătată grinda reală deformată.

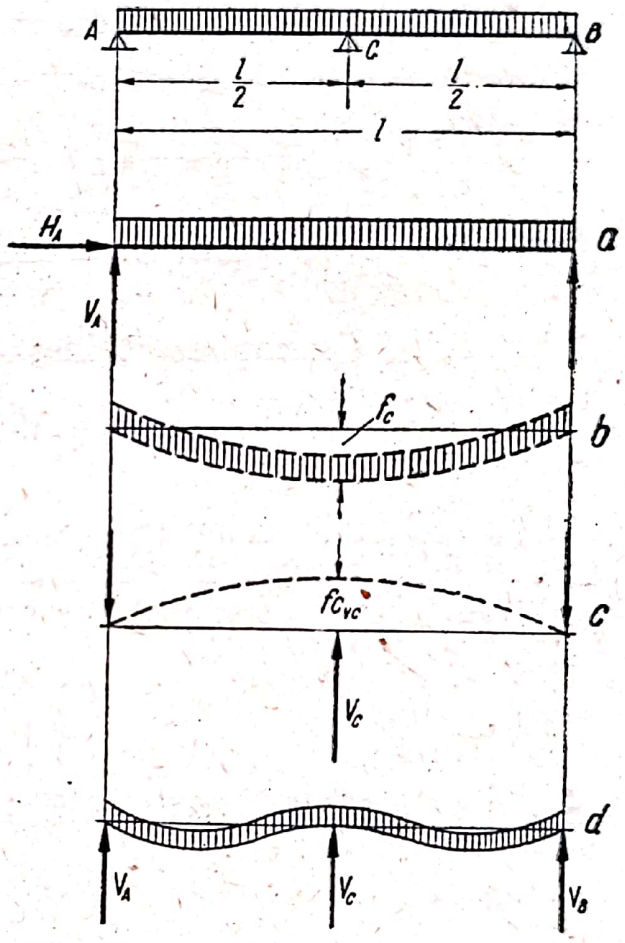


Fig. 81. Grindă static nedeterminată.

Pentru edificare, se vor determina reacţiunile prin această metodă. Grinda ACB este continuă, articulată în A şi simplu rezemată în C şi B. Ea este deci static nedeterminată, deoarece are patru reacţiuni H_A, V_A, V_C, V_B şi numai trei ecuaţii de echilibru.

Se alege ca grindă de bază grinda cu articulaţii în A şi rezemată simplu în B. Reacţiunea suplimentară este deci V_C, aplicată în punctul C.

Săgeata grinzii de bază în C este:

$$f_{Cq} = \frac{5ql^4}{384E \cdot I_z}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Săgeata, în cazul unei grinzi simplu rezemată încărcată cu o sarcină concentrată V_C (reacțiunea suplimentară), este dată de expresia:

$$f_c v_c = \frac{V_c l^3}{48 E I_z}.$$

Se obțin în concluzie următoarele ecuații:

$$H_A = 0$$

$$V_A + V_B + V_C - ql = 0$$

$$\frac{ql^2}{2} - V_B \cdot l - V_C \frac{l}{2} = 0$$

$$\frac{5ql^4}{384 E I_z} - \frac{V_c l^3}{48 E I_z} = 0$$

Rezolvînd sistemul se obține:

$$H_A = 0;\ V_A = V_B = \frac{3}{16} q \cdot l;\quad V_C = \frac{5}{8} q \cdot l.$$

4.6.2. **Ecuația celor trei momente.** O categorie de sisteme static nedeterminate, importante din punct de vedere practic, o constituie grinda continuă, așezată pe o serie de reazeme intermediare (fig. 82,*a*).

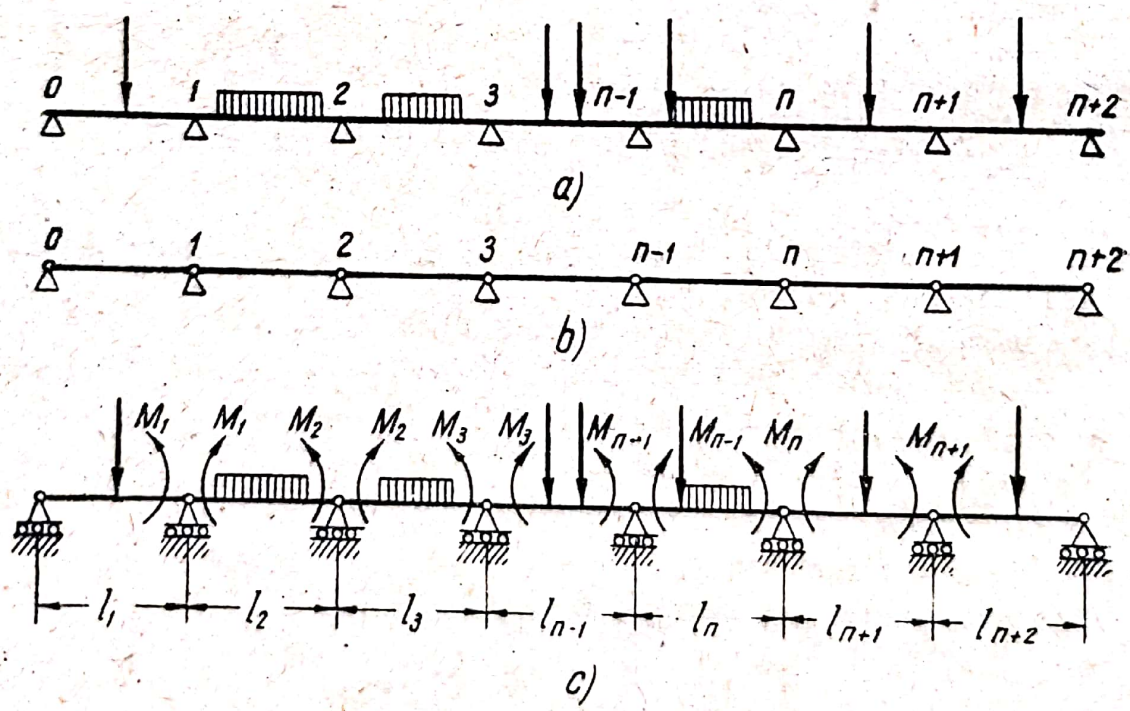


Fig. 82. Grindă static nedeterminată.

Numerotarea reazemelor și deschiderilor se face de obicei de la stînga spre dreapta, notînd reazemul marginal din stînga cu zero și deschiderea marginală din stînga cu l_1 (fig. 82, *c*).

Pentru a obține sistemul de bază, se introduc articulații în dreptul reazemelor (fig. 82, *b*). Necunoscutele suplimentare vor fi în acest caz momentele de pe reazemele intermediare M_1, M_2, M_3 ... M_n. Se observă ușor că momentele de pe reazemele marginale sînt nule. Se încarcă sistemul de bază cu sarcinile exterioare și cu momentele de pe reazeme (fig. 82, *c*). Sensul momentelor de pe reazeme se ia pozitiv, fiind necunoscut. Din rezolvarea problemei, semnul rezultatului (plus sau minus) va indica sensul just.

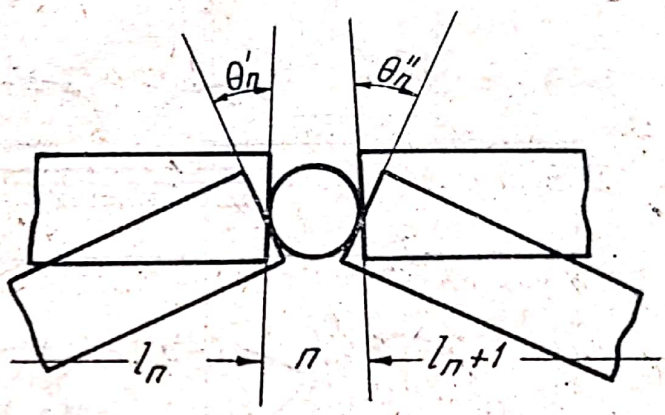


Fig. 83. Grindă static nedeterminată.

Pentru determinarea mărimii necunoscutelor suplimentare, în cazul acesta al momentelor încovoietoare din secțiunile din reazeme, se pune condiția ca sistemul de bază să aibă aceleași deformații ca și grinda continuă.

La sistemul de bază, ambele fețe ale secțiunii de pe reazemul *n*, separate prin articulația introdusă în grindă ca în figura 83, se pot roti datorită sarcinilor, independent una de alta, cu unghiurile θ'_n și θ''_n pentru partea din stînga, respectiv din dreapta.

La grinda continuă, cele două secțiuni de pe reazem coincid și reprezintă doar fețe diferite ale aceleiași secțiuni, astfel că cele două unghiuri θ'_n și θ''_n sînt egale și se poate scrie:

$$\theta'_n - \theta''_n = 0.$$

Determinarea unghiurilor de rotație ale secțiunii *n*, θ'_n și θ''_n, se poate face prin metoda grafo-analitică (fig. 84, *a*). În acest scop, se izolează o porțiune din grindă așezată pe trei reazeme consecutive: $n-1$, n, $n+1$, care se împarte la rîndul ei în două grinzi și se transformă în două grinzi fictive, simplu rezemate, corespunzătoare. Încărcarea fictivă a fiecăreia din grinzi se compune din (fig. 84,*b*):

— diagrama momentului încovoietor dat de sarcinile exterioare;

— diagrame triunghiulare ale momentelor încovoietoare produse de momentele pozitive (reacţiunile suplimentare) de pe cele două reazeme.

Pentru uşurinţa calculului se notează:

A_n — suprafaţa diagramei momentelor încovoietoare produse de sarcinile exterioare pe grinda din stînga, de lungime l_n;

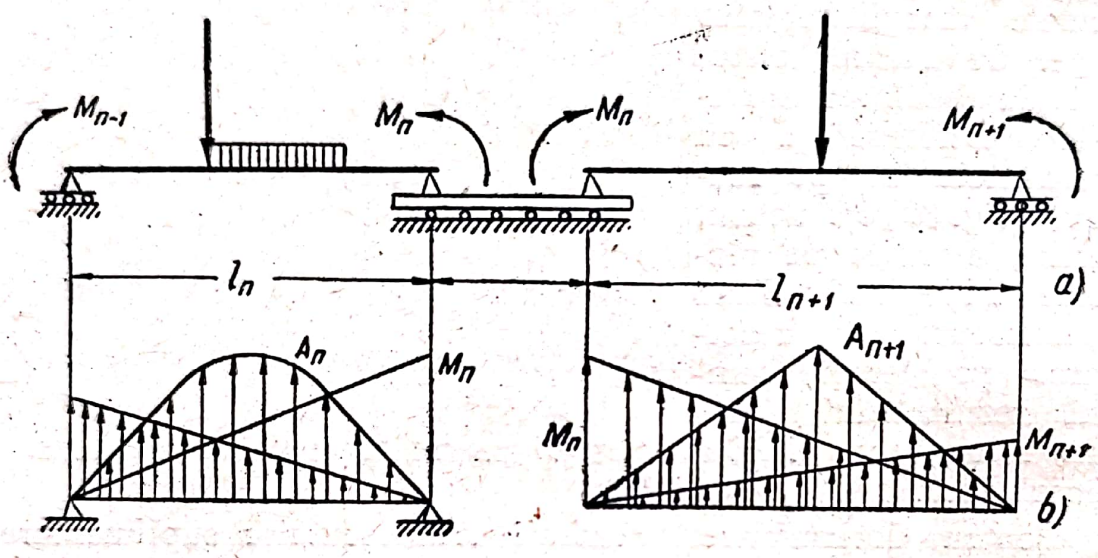


Fig. 84. Grindă static nedeterminată.

a_n — distanţa de la centrul de greutate al suprafeţei A_n la reazemul din stînga, $n-1$;

A_{n+1} — suprafaţa diagramei momentelor încovoietoare produse de sarcinile exterioare de pe grinda din dreapta;

b_{n+1} — distanţa de la centrul de greutate al suprafeţei A_{n+1} la reazemul din dreapta, $n+1$.

Pentru determinarea unghiului de rotaţie se foloseşte relaţia:

$$\theta'_n = \frac{T'_n}{EI} \text{ şi } \theta''_n = \frac{T''_n}{EI}.$$

Forţa tăietoare fictivă în reazemul n are valoare egală cu mărimea reacţiunii R'_n din reazem:

$$T'_n = R'_n = A_n \frac{a_n}{l_n} + \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{2} M_n \cdot l_n + \frac{1}{3} \frac{1}{2} M_{n-1} \cdot l_n =$$

$$= A_n \frac{a_n}{l_n} + \frac{M_n \cdot l_n}{3} + \frac{1}{6} M_{n-1} \cdot l_n.$$

Analog, din grinda dreaptă se obține R_n'':

$$T_n'' = R_n'' = -\left[A_{n+1}\frac{b_{n+1}}{l_{n+1}} + \frac{1}{3}M_n l_{n+1} + \frac{1}{6}M_{n+1}\,l_{n+1}\right].$$

Se obțin deformațiile θ_n' și θ_n'':

$$\theta_n' = \frac{-1}{EI}\left[A_n\frac{a_n}{l_n} + \frac{M_n l_n}{3} + \frac{1}{6}M_{n-1}l_n\right].$$

$$\theta_n'' = +\frac{1}{EI}\left[A_{n+1}\frac{b_{n+1}}{l_{n+1}} + \frac{1}{3}M_n l_{n+1} + \frac{1}{6}M_{n+1}\,l_{n+1}\right].$$

Deoarece $\theta_n' - \theta_n'' = 0$ se poate scrie:

$$0 = 6A_n\frac{a_n}{l_n} + 2M_n l_n + M_{n-1}\cdot l_n + 6A_{n+1}\frac{b_{n+1}}{l_{n+1}} + 2M_n l_{n+1} + M_{n+1}\,l_{n+1}.$$

sau

$$M_{n-1}l_n + 2M_n(l_n + l_{n+1}) + M_{n+1}\,l_{n+1} = -6\left[\frac{A_n a_n}{l_n} + \frac{A_{n+1}\,b_{n+1}}{l_{n+1}}\right].$$

Această ecuație este cunoscută sub numele de ecuația celor trei momente. Pentru determinarea necunoscutelor (reacțiunile suplimentare) se scriu atîtea ecuații cîte grupuri de trei reazeme consecutive se pot forma.

Rezolvînd sistemul de ecuații astfel obținut se determină momentele M_1, M_2 ... M_{n+1} din reazeme (reacțiunile suplimentare) și, folosind principiul suprapunerii efectelor, se procedează la trasarea diagramei de momente. În acest scop se trasează, pentru fiecare grindă simplu rezemată ce se poate separa, diagrama momentelor încovoietoare datorită sarcinilor exterioare. Separat, se trasează diagrama momentelor încovoietoare suplimentare ce se obține unind cu linii drepte coordonatele corespunzătoare momentelor rezultate prin rezolvarea sistemului de ecuații. Pentru a trasa diagrama reală rezultantă, se face suma algebrică a celor două diagrame trasate anterior.

Pentru calculul reacțiunilor, se aplică de asemenea principiul suprapunerii efectelor. Reacțiunile dintr-o deschidere oarecare, de exemplu deschiderea n, se vor compune din trei părți componente. O parte datorată sarcinii exterioare reale, ce se poate nota cu $Q_n'^{\circ}$, respectiv $Q_n''^{\circ}$, a doua parte datorată sarcinii ce se naște prin existența momentului din reazemul din stînga M_{n-1} și are valoarea $+\frac{M_{n-1}}{l_n}$ și a treia parte, datorată sarcinii ce se naște ca o

consecință a momentului din reazemul din dreapta M_n și are valoarea $\frac{M_n}{l_n}$.

Dacă se notează reacțiunile totale cu R_n^n sau R_{n-1}^n, indicele de sus arătînd numărul deschiderii, iar cel de jos numărul reazemului, se pot scrie valorile reacțiunilor:

$$R_{n-1}^n = Q_n'^0 - \frac{M_{n-1}}{l_n} + \frac{M_n}{l_n},$$

$$R_n^n = Q_n''^0 + \frac{M_{n-1}}{l_n} - \frac{M_n}{l_n}.$$

În mod asemănător, forța tăietoare dintr-o secțiune oarecare a deschiderii a n-a a grinzii continue se compune din forța tăietoare $T_0(x)$ a grinzii simplu rezemate și din forțele tăietoare suplimentare ce apar datorită reacțiunilor ce se produc de momentele de pe reazeme. Expresia forței tăietoare este în acest caz:

$$T(x) = T_0(x) - \frac{M_{n-1}}{l_n} + \frac{M_n}{l_n}.$$

De asemenea, pe baza unui raționament analog, expresia momentului încovoietor într-o secțiune oarecare (x) din deschiderea a n-a se poate scrie:

$$M(x) = M_{0(x)} + M_{n-1}\frac{l_n - x_n}{l_n} + M_n\frac{x_n}{l_n},$$

unde $M_0(x)$ este momentul încovoietor produs în secțiunea grinzii simplu rezemate respectiv, de sarcina exterioară, iar x_n este distanța de la reazemul $n-1$ la secțiunea respectivă.

Exemplu de calcul. Să se determine momentele de pe reazeme, să se afle reacțiunile reazemelor și să se construiască diagramele momentelor încovoietoare și forțele tăietoare pentru grinda continuă pe patru reazeme, încărcate ca în fig. 85. Se știe că:

$$l_1 = l_2 = l_3 = l \text{ și } P = q \cdot l.$$

Rezolvare. Se trasează grinzile simplu rezemate cu încărcătura reală, separînd fiecare deschidere.

Se trasează diagramele momentelor încovoietoare datorite sarcinilor exterioare.

Scanned with OKEN Scanner

Se scriu ecuaţiile celor trei momente pentru grinzile ce se pot forma cu cîte trei reazeme consecutive:

$$4 \cdot M_1 l + M_2 l =$$

$$= -6\left[\frac{\frac{1}{2}\frac{P \cdot l}{4} \cdot l \frac{l}{2}}{l} + 0\right] =$$

$$= -\frac{3Pl^2}{8}$$

$$M_1 l + 4M_2 l =$$

$$= -6\left[\frac{\frac{2}{3} l \cdot q \frac{l^2}{8} \frac{l}{2}}{l}\right] = -\frac{ql^3}{4}$$

sau

$$4M_1 + M_2 = \frac{-3Pl}{8} = \frac{-3q \cdot l^2}{8}$$

$$M_1 + 4M_2 = -\frac{ql^2}{4}.$$

Rezolvînd sistemul, se obţine:

$$M_1 = \frac{-q \cdot l^2}{12}$$

şi $M_2 = -\frac{ql^2}{24}$.

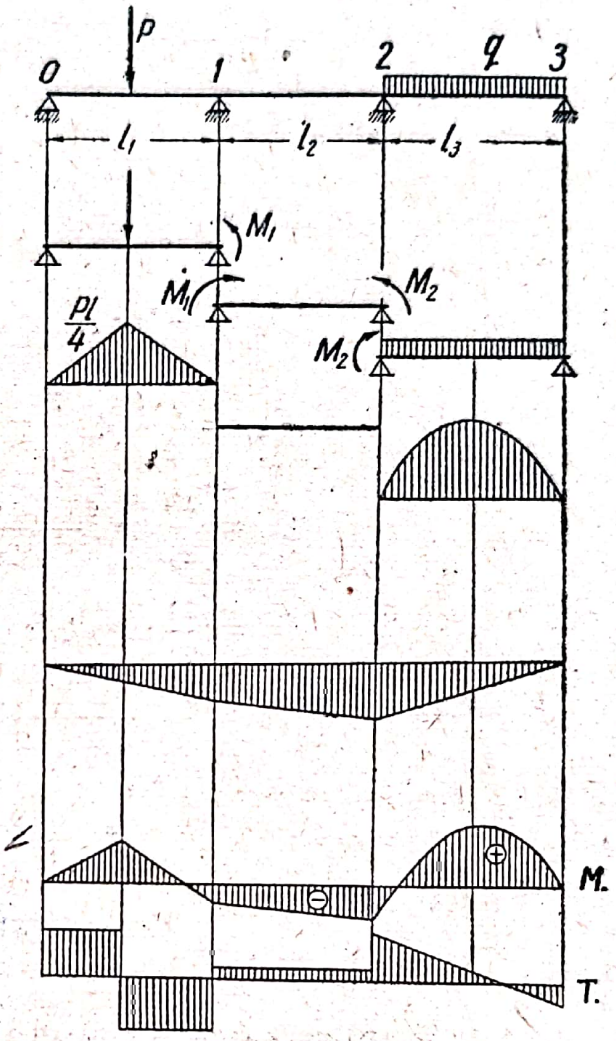


Fig. 85. Grindă static nedeterminată.

Reacţiunile grinzilor simplu rezemate obţinute prin separare, ţinînd seama şi de acţiunea momentelor încovoietoare M_1 şi M_2, sînt date de expresiile:

$$Q'_0 = \frac{P}{2} + \frac{M_1}{l} = \frac{P}{2} + \frac{ql}{12} = \frac{ql}{2} - \frac{ql}{12} = \frac{5}{12} q \cdot l,$$

$$Q''_1 = \frac{P}{2} - \frac{M_1}{l} = \frac{P}{2} - \frac{ql}{12} = \frac{ql}{2} + \frac{q \cdot l}{12} = \frac{7}{12} q \cdot l,$$

$$Q'_1 = -\frac{M_1}{l} + \frac{M_2}{l} = +\frac{q \cdot l^2}{12l} - \frac{q \cdot l^2}{24l} = \frac{q \cdot l}{24},$$

Scanned with OKEN Scanner

$$Q_2'' = \frac{M_1}{l} - \frac{M_2}{l} = -\frac{ql^2}{12l} + \frac{ql^2}{24 \cdot l} = -\frac{q \cdot l}{24},$$

$$Q_2' = \frac{q \cdot l}{2} - \frac{M_2}{l} = \frac{q \cdot l}{2} + \frac{q \cdot l}{24} = \frac{13\, q \cdot l}{24},$$

$$Q_3'' = \frac{q \cdot l}{2} + \frac{M_2}{l} = \frac{q \cdot l}{2} - \frac{q \cdot l}{24} = \frac{11\, q \cdot l}{24}.$$

Reacţiunile rezultate sînt deci:

$$Q_0 = \frac{5}{12} q \cdot l.$$

$$Q_1 = \frac{q \cdot l}{24} + \frac{7}{12} q \cdot l = \frac{15 \cdot q \cdot l}{24},$$

$$Q_2 = \frac{13}{24} q \cdot l - \frac{q \cdot l}{24} = \frac{ql}{2},$$

$$Q_3 = \frac{11}{24} \cdot q \cdot l.$$

Diagramele M şi T sînt indicate în figură.

5. RĂSUCIREA

5.1. Consideraţii generale

5.1.1. **Explicarea fenomenului de răsucire.** Dacă o bară cu secţiune circulară este încastrată la una din extremităţi şi este supusă la celălalt capăt acţiunii unui cuplu de forţe ce lucrează într-un plan perpendicular pe axa longitudinală a barei, aceasta suferă o deformaţie care se numeşte răsucire. Momentul cuplului care dă naştere la răsucire se numeşte moment de răsucire şi se notează cu M_r.

Sub acţiunea momentului de răsucire, în interiorul barei apar eforturi tangente la secţiunile transversale ale barei, adică eforturi tangenţiale (fig. 86).

Încastrarea poate fi înlocuită cu un cuplu sau mai multe cupluri care să aibă ca sumă un cuplu de moment egal ca mărime şi sens cu momentul de reacţiune din încastrare. Un exemplu concret de bară solicitată la răsucire îl poate constitui un arbore care primeşte rotaţia de la motor printr-o

Scanned with OKEN Scanner

şaibă asupra căreia se aplică momentul de răsucire şi transmite mişcarea de rotaţie la o maşină de lucru prin altă şaibă care se opune mişcării, cu un moment de răsucire rezistent. Porţiunea arborelui cuprinsă între cele două şaibe este solicitată la răsucire şi va suferi o deformaţie de răsucire, iar în secţiunile transversale apar eforturi tangenţiale, asemănătoare

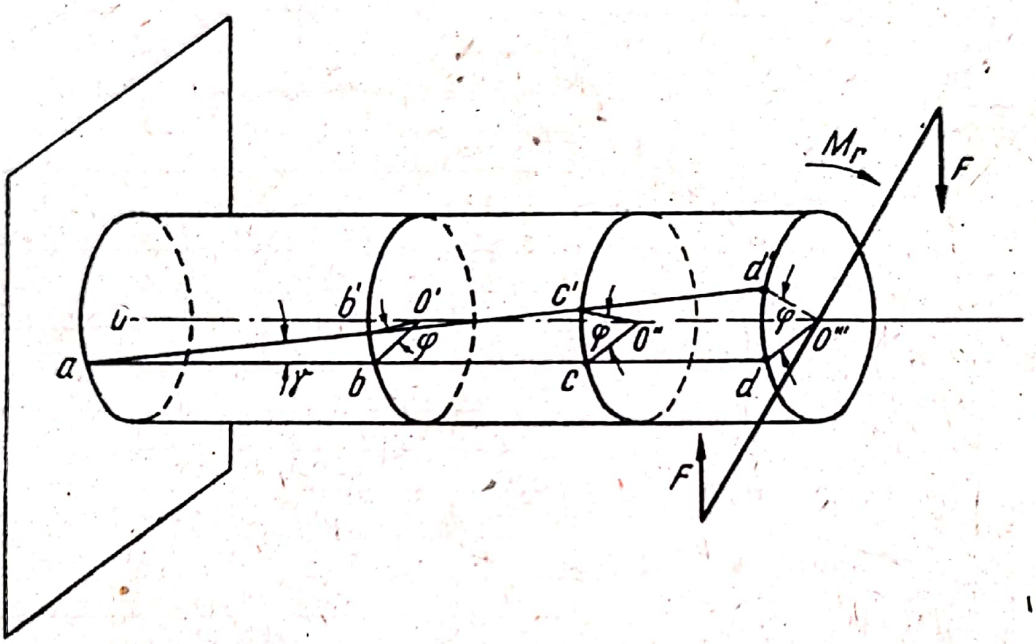


Fig. 86. Bară răsucită.

cu cele din cazul forfecării. Pentru a studia fenomenul de răsucire şi a vedea modul de deformare, se desenează o reţea de generatoare, adică drepte paralele cu axa cilindrului, egal distanţate, şi o reţea de cercuri echidistanţate. În urma deformării se poate observa că cercurile nu se modifică ca formă şi mărime, dar se rotesc unul faţă de altul cu un anumit unghi φ, a cărui mărime depinde de poziţia secţiunii, iar generatoarele cilindrului se transformă, căpătînd o formă de curbă denumite elice. Dacă lungimea axului luat în considerare este mică şi dacă deformaţiile sînt în domeniul elastic, curba elicei se apropie foarte mult de o dreaptă care este înclinată faţă de generatoare (dacă s-ar desfăşura suprafaţa laterală a cilindrului) cu un unghi γ.

Unghiul φ poartă numele de unghi de răsucire, iar unghiul γ se numeşte unghi de alunecare.

Dacă se analizează modul în care se deformează bara în domeniul elastic, se observă că se poate admite ca valabilă ipoteza că o secţiune plană şi normală pe axă înainte de de-

Scanned with OKEN Scanner

formare rămîne tot plană şi normală şi după deformare. Această ipoteză, cunoscută sub numele de ipoteza lui Bernoulli, are o importanţă deosebită, deoarece permite o simplificare a calculelor.

5.1.2. **Noţiuni caracteristice solicitării de răsucire. Modul de rezistenţă polar, momentul de inerţie polar, deformaţiile la răsucire, eforturi unitare tangenţiale la răsucire. Relaţiile de bază dintre aceste mărimi.** Pentru a stabili noţiunile importante care intervin în cazul calculului pieselor solicitate la răsucire, este necesară o analiză, din care să rezulte o evaluare a eforturilor şi a deformaţiilor în cazul unei solicitări la răsucire şi totodată stabilirea legăturii ce există între aceste mărimi.

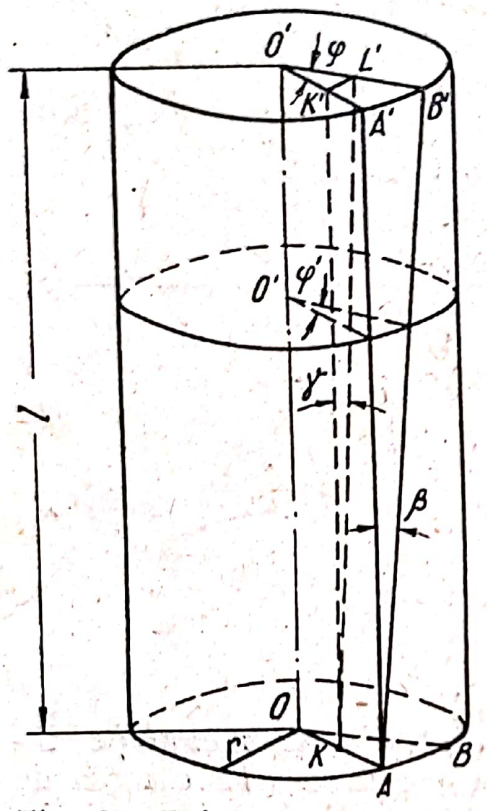


Fig. 87. Deformaţia unei bare răsucite.

Figura 87 reprezintă o porţiune dintr-o bară cilindrică, solicitată la răsucire. Pe suprafaţa acestei bare cilindrice, fibra AA', după deformare, capătă poziţia AB', adică va căpăta forma unui arc de elice. Unghiul dintre AA' şi AB', indicat în figura cu β, poartă numele de unghi de alunecare. Mărimea unghiului de alunecare este variabilă, fiind direct proporţională cu mărimea razei ρ a cilindrului pe care se urmăreşte alunecarea generatoarei respective. La suprafaţa barei date, raza ρ are valoarea maximă $\rho = r$, iar unghiul de alunecare γ are valoarea sa maximă β. Secţiunea transversală aflată la distanţa l se roteşte cu un unghi φ, care se numeşte unghi de răsucire; mărimea sa este proporţională cu lungimea barei răsucite. Dacă se notează cu φ_1 unghiul de răsucire corespunzător unei distanţe $l = 1$, unghiul φ la capătul porţiunii de lungime l va fi:

$$\varphi = \varphi_1 \cdot l.$$

Lungimea arcului $A'B'$ se poate calcula fie cu ajutorul unghiului de răsucire, fie cu ajutorul unghiului de alunecare,

în ambele cazuri considerînd că arcul $A'B'$ se realizează prin rotirea razei r în jurul punctului O' sau a generatoarei AA' în jurul punctului A (fiind vorba de defotmații foarte mici se poate considera că eroarea ce se face nu prejudiciază relațiilor existente):

$$\widehat{A'B'} = r\varphi = l \cdot \beta,$$

de unde:

$$\beta = \frac{r \cdot \varphi}{l}.$$

Pentru generatoarea KK', aflată la distanța ρ, rezultă:

$$K'L' = \rho\varphi = l \cdot \gamma,$$

de unde se obține valoarea unghiului de alunecare γ:

$$\gamma = \frac{\rho\varphi}{l}.$$

Unghiul de alunecare reprezintă deformația (specifică) procentuală în cazul solicitării la răsucire și, după cum s-a arătat și la solicitarea de forfecare în domeniul elastic, efortul unitar tangențial este proporțional cu deformația γ conform legii lui Hooke:

$$\tau = G \cdot \gamma,$$

în care:

τ este efortul unitar tangențial pe unitatea de arc, în kgf/cm²;
G — modulul de elasticitate transversal;
γ — unghiul de alunecare.

În interiorul secțiunii rotite apar forțe interioare (fig. 88) care echilibrează momentul de răsucire aplicat. Aceste forțe interioare sînt proporționale cu raza cercului la care se aplică aceste forțe și cu mărimea suprafeței s luate în considerare.

Efortul interior tangențial va fi dat de expresia:

$$F_1 = s_1 \ \tau_1,$$
$$F_2 = s_2 \ \tau_2,$$
$$F_3 = s_3 \ \tau_3,$$

Scanned with OKEN Scanner

Pentru a stabili valorile acestor forţe, e necesar să se exprime în funcţie de datele cunoscute mărimile eforturilor unitare. Pe baza legii lui Hooke se poate scrie:

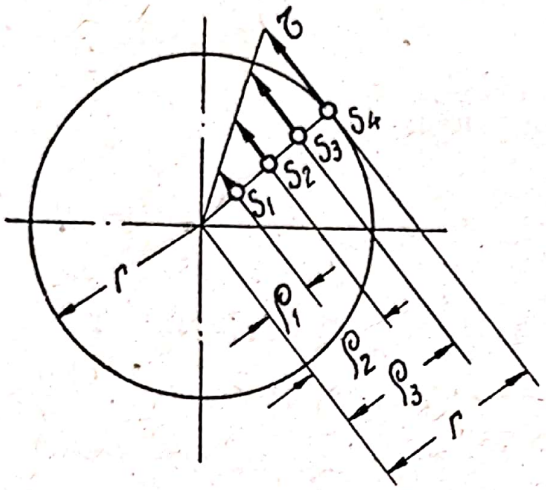


Fig. 88. Eforturi la răsucire.

$$\tau_1 = G\gamma_1 = G\frac{\varphi}{l}\rho_1,$$

$$\tau_2 = G\gamma_2 = G\frac{\varphi}{l}\rho_2,$$

$$\tau_3 = G\gamma_3 = G\frac{\varphi}{l}\rho_3,$$

. . . . . .

Valorile forţelor F_1, F_2, F_3... vor căpăta expresiile:

$$F_1 = G\frac{\varphi}{l}\cdot\rho_1\cdot s_1;$$

$$F_2 = G\frac{\varphi}{l}\rho_2\cdot s_2;\quad F_3 = G\frac{\varphi}{l}\rho_3\cdot s_3.$$

Aceste forţe echilibrează momentul de răsucire aplicat barei M_r şi ca atare suma momentelor forţelor F_1, F_2, F_3 în raport cu axa cilindrului trebuie să dea valoarea momentului de răsucire. Rezultă:

$$M_r = \rho_1^2 G\frac{\varphi}{l}s_1 + \rho_2^2 G\frac{\varphi}{l}s_2 + \rho_3^2 G\frac{\varphi}{l}s_3 + \ldots$$

sau

$$M_r = G\frac{\varphi}{l}(\rho_1^2 s_1 + \rho_2^2 s_2 + \rho_3^2 s_3 + \ldots)$$

Paranteza din această expresie se compune din suma produselor dintre mărimea secţiunii şi pătratul distanţei la centrul cercului. Această expresie poartă numele de moment de inerţie polar şi se înseamnă cu I_0:

$$M_r = G\frac{\varphi}{l}I_0,$$

sau dacă se caută deformaţia:

$$\varphi = \frac{M_r\cdot l}{G\cdot I_0},$$

care este unghiul de răsucire al unei bare de lungime l.

Scanned with OKEN Scanner

Analizînd această relaţie se poate da următoarea explicaţie: momentul de inerţie polar este expresia matematică a influenţei pe care o are mărimea şi forma secţiunii ce capătă o rotire, sub acţiunea unui moment de răsucire, în jurul punctului O, denumit pol.

Formula deformaţiei φ stabilită în cazul răsucirii este asemănătoare cu formula deformaţiei în cazul întinderii sau a compresiunii $\Delta l = \frac{N \cdot l}{A \cdot E}$. În afară de problema deformaţiei, este important să se stabilească relaţia pentru calculul eforturilor unitare ce apar în secţiune. Aşa cum s-a arătat, efortul unitar maxim va apare la suprafaţa cilindrului la valoarea maximă a razei $\rho = r$, deoarece eforturile sînt proporţionale cu distanţa elementului de suprafaţă în care lucrează la axa cilindrului. Efortul maxim va avea expresia:

$$\tau_{max} = G \frac{\varphi}{l} \cdot r,$$

sau dacă se observă că $M_r = G \frac{\varphi}{l} I_0$ sau: $G \frac{\varphi}{l} = \frac{M_r}{I_0}$ se obţine expresia:

$$\tau_{max} = \frac{M_r \cdot r}{I_0} = \frac{M_r}{\frac{I_0}{r}} = \frac{M_r}{W_0},$$

$$\tau_{max} = \frac{M_r}{W_0}.$$

Expresia $W_0 = \frac{I_0}{r}$ poartă numele de modul de rezistenţă polar şi este folosit la determinarea secţiunii solicitate la răsucire.

Din cele arătate trebuie reţinute cu o deosebită atenţie două relaţii care se folosesc curent în calculele pieselor solicitate la răsucire:

$$\tau_{max} = \frac{M_r}{W_0},$$

$$\varphi = \frac{M_r \cdot l}{G \cdot I_0},$$

Scanned with OKEN Scanner

5.2. Momente de inerţie polare şi module de rezistenţă polare pentru secţiuni diferite, folosite curent în calcule de răsucire

Toate ipotezele făcute pentru stabilirea relaţiilor găsite sînt valabile numai în cazul barelor cu secţiune circulară. În caz că barele au secţiuni de altă formă, secţiunea după deformare nu rămîne plană, iar rezistenţele tangenţiale se repartizează după o lege diferită şi mai complicată decît cea din cazul secţiunii circulare.

Calculul exact al deformaţiilor şi al eforturilor tangenţiale pentru barele de secţiune necirculară solicitate la răsucire este foarte pretenţios şi greu de realizat.

Pentru stabilirea deformaţiilor şi a eforturilor în cazul barelor de secţiuni necirculare solicitate la răsucire, se foloseşte calea asimilării acestor bare cu cele circulare, întrebuinţînd acelaşi tip de formule, cu deosebirea că momentul de inerţie polar I_0 şi modulul de rezistenţă polar W_0 se înlocuiesc cu un moment de inerţie convenţional I_r şi un modul de rezistenţă convenţional W_r. Formulele de calcul vor fi:

$$\varphi = \frac{M_r \cdot l}{G \cdot I_r} \quad \text{şi} \quad \tau_{max} = \frac{M_r}{W_r}.$$

Modulul de rezistenţă convenţional şi mometul de inerţie convenţional se claculează în raport cu dimensiunile secţiunii.

Cazul secţiunii pătrate de latură a:

$$W_r = 0{,}208\ a^3; \quad I_r = 0{,}1404\ a^4.$$

Cazul secţiunii dreptunghiulare de laturi b, h:

$$W_r = \alpha b^3 \quad \text{şi} \quad I_r = \beta b^4.$$

Valorile coeficienţilor α şi β depind de raportul $\frac{h}{b}$ şi sînt date în tabela 17.

Tabela 17

Valorile coeficienţilor α şi β

h/b	α	β	h/b	α	β
1	0,208	0,1404	4	1,150	1,1232
1,5	0,346	0,2936	6	1,789	1,789
2	0,493	0,4572	8	0,456	2,456
3	0,801	0,7899	10	3,123	3,123

Scanned with OKEN Scanner

Cazul barei de secțiune eliptică cu axele h (axa mare) și b (axa mică):

$$W_r = \frac{\pi}{16} b^3 n, \quad I_t = \frac{\pi}{16} \frac{n^3}{(n^2+1)} b^4,$$

$$n = \frac{h}{b} > 1.$$

5.3. Indicații pentru dimensionarea și verificarea pieselor solicitate la răsucire

Calculele de rezistență ale barelor solicitate la răsucire pot urmări trei scopuri:

— dimensionarea barei;

— verificarea unei bare solicitate la răsucire;

— dimensionarea și verificarea barei solicitate la răsucire, în funcție de deformația ce se produce sau numai calculul deformației.

Dimensionarea se face pe baza relației:

$$W_{nec} = \frac{M_r}{\tau_a}.$$

Calculul de verificare se face pe baza relației:

$$\tau_{ef} = \frac{M_r}{W_{ef}} \leqslant \tau_a$$

sau

$$M_r \text{ capabil} = W_{ef} \cdot \tau_a.$$

În caz că se urmărește deformația sau se dimensionează bara în funcție de deformație, se utilizează relația:

$$\varphi = \frac{M_r \cdot l}{G \cdot I_p}.$$

La dimensionarea și verificarea la răsucire a diferitelor bare, este important să fie cunoscute valorile rezistențelor admisibile pentru materialele mai importante.

Rezistențe admisibile la răsucire pentru cîteva materiale:

Oțel	de la	200	pînă la	700	kgf/cm²;
Oțel turnat	,, ,,	180	,, ,,	800	,, ;
Fontă	,, ,,	100	,, ,,	200	,, .

Scanned with OKEN Scanner

Exemplul 1. Să se dimensioneze arborele unei mașini care transmite o putere $N = 300$ CP sub o turație $n = 1\,500$ rot/min, dacă se ia $\tau_a = 300$ kgf/cm².

Rezolvare. Momentul de răsucire are valoarea:

$$M_t = 71\,620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{300}{1\,500} = 14\,324 \text{ kgf} \cdot \text{cm}.$$

Pentru dimensionare se determină modulul de rezistență necesa $W_{0,\,nec}$:

$$W_{0,\,nec} = \frac{M_t}{\tau_a} = \frac{14\,324}{300} = 47{,}4 \text{ cm}^3 = \frac{d^3}{16}.$$

Rezultă:

$$d = \sqrt[3]{\frac{47{,}4 \cdot 16}{\pi}} = 6{,}23 \text{ cm}.$$

Se alege un diametru normalizat $d = 65$ mm.

Exemplul 2. Să se dimensioneze un arbore inelar al unei mașini cu $N = 3\,000$ CP și $n = 300$ rot/min, dacă se dă relația $d = 0{,}8\,D$ și dacă rezistența admisibilă este $\tau_a = 400$ kgf/cm².

Rezolvare. Pentru dimensionare se determină modulul de rezistență necesar $W_{0,\,nec}$:

$$W_{0,\,nec} = \frac{M_t}{\tau_a} = \frac{71\,620 \frac{N}{n}}{\tau_a} = \frac{71\,620 \frac{3\,000}{300}}{400} = 1\,790 \text{ cm}^3,$$

$$W_{0,\,nec} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16\,D} = \frac{\pi D^4 (1 - 0{,}8^4)}{16\,D} = \frac{0{,}59\,\pi D^3}{16} = 1\,790 \text{ cm}^3.$$

Rezultă:

$$D = \sqrt[3]{\frac{1\,790 \times 16}{0{,}59\,\pi}} = 24{,}9 \text{ cm și } d = 19{,}92 \text{ cm}.$$

Se aleg valorile rotunjite:

$$D = 250 \text{ mm și } d = 200 \text{ mm}.$$

Exemplul 3. Să se dimensioneze un arbore cu secțiune circulară, care transmite o putere $N = 100$ CP, sub o turație $n = 1000$ rot/min, dacă $\tau_a = 300$ kgf/cm², iar deformația maximă admisibilă este $\theta_a = \frac{1}{4}°/\text{m}$.

Br. 2—116

Scanned with OKEN Scanner

Rezolvare. Pentru a nu depăși deformația prescrisă, dimensionarea se face pornind de la deformație.

Mărimea deformației se transformă în radiani

$$\theta_a = \frac{1}{4}\,°/m = \frac{0{,}25 \cdot \frac{\pi}{180}}{100}\ \text{rad/cm} = 4{,}36 \cdot 10^{-5}\ \text{rad/cm}.$$

Momentul de răsucire are valoarea $M_t = 71\,620\,\frac{100}{1\,000} = 7\,162\ \text{kgf} \cdot \text{cm}$.

Din relația de deformație se calculează momentul de inerție polar necesar:

$$I_0 = \frac{M_t}{G\theta_a} = \frac{7\,162}{8{,}1 \cdot 10^5 \cdot 4{,}36 \cdot 10^{-5}} = 202{,}5\ \text{cm}^4 = \frac{\pi d^4}{32},$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 202{,}5}{\pi}} = 6{,}74\ \text{cm}.$$

Se ia $d = 70$ mm.

Efortul unitar maxim efectiv este:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_0} = \frac{7\,162}{\frac{\pi \cdot 7^3}{16}} = 107\ \text{kgf/cm}^2 < \tau_a.$$

6. FLAMBAJUL

6.1 Considerații generale

6.1.1. Explicarea fenomenului de flambaj. În capitolele precedente au fost studiate cele cinci feluri de solicitări simple care pot apărea în corpuri: întindere, compresiune, forfecare, răsucire și încovoiere. După cum se vede, între aceste solicitări nu se ia în considerare ca solicitare flambajul.

De la bun început trebuie remarcat faptul că cele cinci solicitări simple presupun corpul solicitat în echilibru, și anume într-un echilibru stabil. Se știe de la mecanică că există trei stări de echilibru: echilibru stabil, nestabil și indiferent. În toate capitolele precedente în care au fost studiate solicitările simple, s-a pornit de la presupunerea că piesele, organele de

Scanned with OKEN Scanner

mașini în cauză solicitate sînt în echilibru stabil. Cu alte cuvinte, dacă se face o secțiune oarecare în corp, între forțele interioare ce se nasc în secțiune și forțele exterioare ce acționează asupra corpului există un echilibru stabil. În multe cazuri, acest echilibru este nestabil și cauzează neplăceri mari, care impun evitarea și neadmiterea posibilității apariției sale.

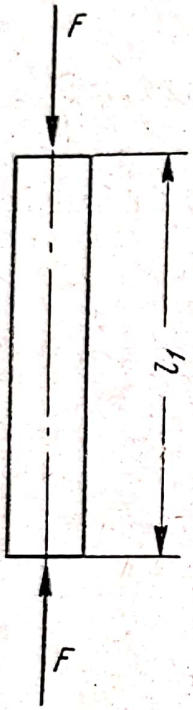


Fig. 89. Flambaj.

Un exemplu poate ilustra și mai bine acest fenomen. O tijă foarte scurtă de secțiune A și lungime l_1 este solicitată la compresiune (fig. 89). În tijă se naște un efort unitar dat de relația

$$\sigma = \frac{F}{A}.$$

Se observă că lungimea acestei tije nu intervine în calculul efortului. Dacă se repetă încercarea de a comprima sub acțiunea aceleași forțe mai multe tije cu lungimi din ce în ce mai mari $l_2 > l_1; l_3 > l_2; l_4 > l_3 \ldots$, toate avînd aceeași secțiune A, se observă că barele încercate succesiv suportă efortul de compresiune pînă se ajunge la o bară de lungime l_f, cînd bara comprimată flambează. Pentru barele mai lungi se va observa că nu mai este posibilă compresiunea la forța dată. Dacă se studiază atent, se mai poate observa că cu cît lungimea barei este mai mare cu atît este mai mică forța care produce flambarea barei. Prin flambarea barei înțelegem îndoirea (încovoierea) barei astfel că linia ei este continuă.

Dacă o bară comprimată începe să flambeze pentru o anumită valoare a sarcinii, se observă că deformația nu este stabilă și că pentru o creștere foarte mică a sarcinii, flambarea (încovoierea) se accentuează foarte mult, mergînd foarte repede și ușor la ruperea barei. Faptul că pentru o variație foarte mică a forței de compresiune apare o variație foarte mare a deformației sau chiar o rupere a barei denotă faptul că echilibrul elastic este instabil (echilibrul dintre forțele interioare și cele exterioare).

Flambajul este deci o stare de echilibru instabil care este foarte periculoasă pentru buna funcționare a diferitelor organe de mașini; de aceea, trebuie luate toate precauțiile ca să se evite apariția sa.

Scanned with OKEN Scanner

6.1.2. **Noțiuni și relații caracteristice flambajului.** Calculul pentru evitarea flambajului este un calcul de stabilitate a echilibrului elastic. Trebuie observat că problema stabilității este independentă oarecum de aceea a rezistenței, deși s-ar părea la prima vedere că ar trebui să fie asemănătoare.

Există mai multe moduri de pierdere a stabilității. Cazul cel mai frecvent care se întîlnește în practică este acela al flambajului barelor lungi și subțiri solicitate la compresiune.

În acest caz, sarcina la care se produce brusc încovoierea laterală, adică flambajul, se numește sarcina critică la flambaj P_f.

Dacă experiența de încercare la flambaj se repetă la aceeași bară, se constată că mărimea sarcinii critice la flambaj este aceeași, adică este o mărime caracteristică barei.

Cu problema flambajului, adică a stabilității barelor comprimate, s-a ocupat în mod deosebit celebrul învățat Leonard Euler, încă în secolul al XVIII-lea. Pe baza unor studii teoretice, precum și prin verificări experimentale, Euler a stabilit o relație care permite să se calculeze valoarea forței critice, adică a mărimii forței la care începe flambajul pentru o bară subțire și dreaptă, în funcție de lungimea barei, de modul în care este îmbinată la capete și de mărimea și forma secțiunii barei. Formula stabilită de Euler este:

$$F_{critic} = \frac{\pi^2 E \cdot I_{min}}{l_f^2},$$

din care:

F_{critic} este valoarea forței la care se produce flambarea barei;
I_{min} — momentul de inerție minim;
l_f — lungimea de calcul la flambaj a barei;
E — modulul de elasticitate al materialului barei.

Lungimea de calcul la flambaj l_f depinde de modul în care este îmbinată bara și de lungimea reală l a barei. Se disting patru cazuri importante, reprezentate în figura 90.

Cazul I. Bara este încastrată la ambele capete: $l_f = 0{,}5\ l$.

Cazul II. Bara este încastrată la un capăt și articulată la celălalt capăt. Lungimea de calcul la flambaj: $l_f = \frac{\sqrt{2}}{2} l \leqq 0{,}75\ l$.

Cazul III. Bara este articulată la ambele capete. Lungimea de calcul la flambaj este $l_f = l$.

Scanned with OKEN Scanner

Cazul IV. Bara este încastrată la un capăt şi liberă la celălalt capăt: $l_f = 2l$.

Momentul de inerţie I_{min} corespunde axei în jurul căreia se roteşte la flambaj secţiunea transversală a barei. Astfel, în ca-

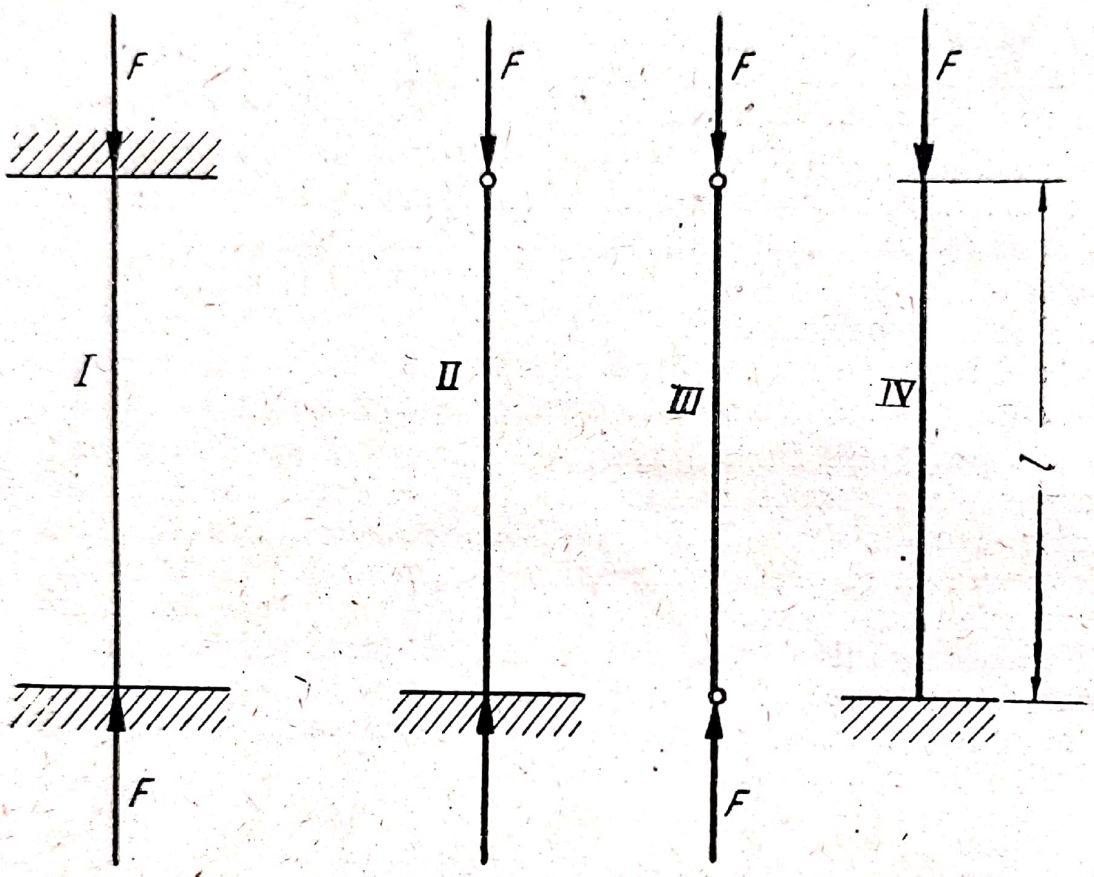


Fig. 90. Cazurile de flambaj.

zul unei secţiuni dreptunghiulare (fig. 91) de laturi a şi b, la care $a < b$, momentele de inerţie faţă de cele două axe au valori diferite:

$$I_x = \frac{a \cdot b^3}{12}; \quad I_y = \frac{b \cdot a^3}{12}.$$

La calculele la flambaj trebuie avut în vedere că fenomenul de flambaj se produce astfel încît secţiunea transversală se roteşte în jurul axei faţă de care momentul de inerţie este minim; în cazul indicat în figura 91, în jurul axei yy'.

Formula lui Euler permite calculul sarcinii critice la flambaj pentru o bară subţire şi lungă supusă la compresiune. După cum s-a arătat de la bun început, flambajul reprezintă o stare de nestabilitate a echilibrului elastic. Pe de altă parte, trebuie avut în vedere că e necesar să se facă o distincţie între cazul de compresiune simplă stabilă şi cazul de flambaj.

Scanned with OKEN Scanner

Aceasta înseamnă că formula lui Euler nu este valabilă în toate cazurile şi trebuie întotdeauna verificat dacă este aplicabilă sau nu.

Pentru a realiza această recunoaştere a valabilităţii formulei lui Euler este necesară o analiză atentă a acestei formule. Se observă că lungimea l şi momentul de inerţie I_{min} vor diferi de la bară la bară şi astfel vor influenţa în primul rînd asupra comportării. Aceasta înseamnă că forma geometrică a barei influenţează în mod deosebit la flambaj.

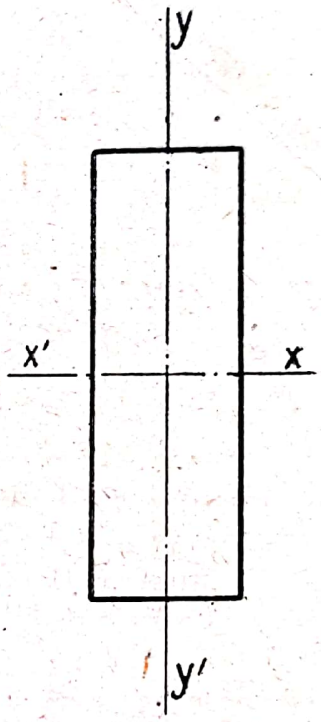


Fig. 91. Moment de inerţie în cazul secţiunii drepte.

Expresia momentului de inerţie se poate pune sub forma:

$$I_{min} = A \cdot i^2,$$

în care: A este suprafaţa secţiunii transversale;

i — raza de giraţie, denumită şi raza de inerţie a secţiunii.

Raza de inerţie se poate defini ca distanţa la care trebuie concentrată într-un singur punct întreaga suprafaţă a secţiunii, pentru ca momentul de inerţie al punctului obţinut să fie egal cu momentul de inerţie al întregii secţiuni.

Formula lui Euler se mai poate scrie:

$$F_{critic} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot Ai^2}{l_f^2} = \pi^2 E \cdot A \left(\frac{i}{l_f}\right)^2.$$

Sarcina critică F_{critic} produce în secţiune un efort unitar a cărui valoare devine instabilă mergînd la valoarea de rupere; acest efort va fi efortul unitar critic:

$$\sigma_{critic} = \pi^2 \cdot E \left(\frac{i}{l_f}\right)^2,$$

sau dacă se notează $\frac{i}{l_f} = \frac{1}{\lambda}$,

$$\sigma_{critic} = \pi^2 \cdot E \frac{1}{\lambda^2},$$

Mărimea $\lambda = \frac{l_f}{i}$ se numeşte coeficient de zvelteţe al barei sau coeficient de subţirime al barei.

Această formulă arată clar că efortul unitar critic depinde de doi factori:

— materialul din care este construită bara;

— coeficientul de zvelteţe al barei.

Materialul intervine prin modulul de elasticitate E şi este o mărime constantă pentru fiecare fel de material în parte.

Coeficientul de zvelteţe λ variază în funcţie de forma geometrică a barei; o dată cu el se schimbă şi valorile lui σ_{cr}.

Se poate observa că, dacă λ ia valori foarte mici, σ_{cr} capătă valori foarte mari, exagerate chiar, care depăşesc limitele reale ale posibilităţilor oferite de material. Ca exemplu se poate lua o bară de oţel ce are $E = 2\,100\,000$ kgf/cm², la care să presupunem $\lambda = 1$. În acest caz rezultă o valoare pentru efortul unitar critic de flambaj:

$$\sigma_{critic} = \pi^2\, 2\,100\,000 \text{ kgf/cm}^2.$$

Această valoare este cu totul imposibilă pentru σ_{cr}, deoarece bara este strivită şi ruptă cu mult înainte, rezistenţa de rupere la compresiune fiind de aproximativ 5 000 kgf/cm². practic, bara supusă la compresiune este ruptă, strivită, înainte ca să apară fenomenul de flambaj. Aceasta se explică prin faptul că bara este mult prea scurtă ca să poată flamba. În caz că lungimea, deci λ, este prea mare, situaţia este inversă: bara se rupe sub acţiunea unei forţe mici.

Aceasta înseamnă că între formula lui Euler şi realitate există o nepotrivire cînd λ are valori mici. Nepotrivirea se explică prin faptul că flambajul capătă importanţă numai atunci cînd zvelteţea atinge o valoare destul de mare. Pentru valori mici ale zvelteţei va exista în bară numai o compresiune simplă. În cazul compresiunii simple, valoarea lui σ_{cr} este egală cu limita de curgere la compresiune. Există pentru coeficientul de zvelteţe o valoare limită, pentru care se face separarea între valabilitatea formulei lui Euler la flambaj sau nu. Pentru oţel şi lemn, formula lui Euler este valabilă pentru valori ale lui λ mai mari, de 100, iar pentru fontă mai mare de 80.

Dacă λ are valorile mai mari decît valorile limită indicate, formula lui Euler este valabilă şi poate fi folosită ca atare. Pentru valori ale lui λ inferioare acestei limite, formula lui Euler nemaifiind valabilă, ea se înlocuieşte cu formula lui Iasinski pentru diferite materiale. Astfel, pentru oţel se foloseşte:

$$\sigma_f = 3\,100 - 11{,}4\,\lambda \text{ [kgf/cm}^2\text{]},$$

Scanned with OKEN Scanner

iar pentru lemn de brad:

$$\sigma = 293 - 1{,}94\,\lambda\,[\mathrm{kgf/cm^2}].$$

Forța critică se determină pornind de la efortul unitar critic stabilit după formula lui Iasinski și introducînd această valoare în relația obișnuită de compresiune:

$$F_{critic} = \sigma_f \cdot A.$$

6.2. Indicații pentru dimensionarea și verificarea pieselor la flambaj

6.2.1. Calculul de dimensionare. Se pornește de la formula lui Euler, în ipoteza că este valabilă. Pentru a da o siguranță mai bună barei împotriva flambajului, se introduce un coeficient de siguranță c, astfel că formula lui Euler devine:

$$F_a = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{c \cdot l_f^2}.$$

Valoarea coeficientului de siguranță depinde de importanța piesei în buna funcționare a mașinii sau construcției respective.

Pentru dimensionare este necesar să se determine:

$$I_{min} = \frac{c \cdot F_a \cdot l_f^2}{\pi^2 \cdot E}.$$

Dacă se determină momentul de inerție, se cunoaște implicit secțiunea. Această dimensionare corespunde, dacă formula lui Euler este valabilă. Pentru aceasta se calculează coeficientul de zvelțețe și se verifică dacă λ este mai mare sau nu decît λ_{min} corespunzător materialului din care este confecționată piesa.

Dacă λ este mai mic decît $\lambda_{limită}$, se folosește formula lui Iasinski.

6.2.2. Calculul de verificare. Se alege în prealabil coeficientul de siguranță la flambaj c.

Se verifică dacă $\lambda > \lambda_{limită}$ și, în caz afirmativ, se aplică formula lui Euler sub forma:

$$F_a = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{c \cdot l_f^2}$$

în care F_a este sarcina maximă admisibilă.

Scanned with OKEN Scanner

În caz că formula lui Euler nu este valabilă, se face verificarea cu ajutorul formulei lui Iasinski.

După ce se stabileşte valoarea efortului σ_f cu această formulă, se compară această valoare cu efortul unitar efectiv la compresiune obţinut din relaţia:

$$\sigma_{efc} = \frac{F}{A_{ef}}.$$

Bara solicitată corespunde dacă se obţine un coeficient de siguranţă corespunzător celui dorit:

$$r = \frac{\sigma_f}{\sigma_{efc}}.$$

6.2.3. **Metoda de calcul la flambaj bazată pe coeficientul** φ. Metoda de calcul bazată pe formulele lui Euler şi Iasinski prezintă dezavantajul că nu există norme sau instrucţiuni destul de simple pentru determinarea coeficientului de siguranţă, pe care de obicei proiectantul şi-l alege singur, ceea ce constituie un element arbitrar.

O cale mai simplă şi mai expeditivă pentru dimensionarea sau verificarea la flambaj este aşa-numita metodă de calcul bazată pe coeficientul φ.

Această metodă se bazează pe relaţia:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \varphi \sigma_a$$

Se poate observa că prin această metodă cālculul la flambaj se simplifică şi devine un calcul de compresiune simplă. În acest caz, nu se schimbă decît valoarea rezistenţei admisibile, în funcţie de valoarea lui φ. Valoarea lui φ este dată în tabele în funcţie de mărimea coeficientului de zvelteţe (tabela 18).

Calculul de dimensionare se bazează pe relaţia amintită:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leqslant \varphi \cdot \sigma_a,$$

care în acest caz e luată sub forma:

$$A_{nec} = \frac{F}{\varphi \cdot \sigma_a}.$$

De fapt nu se face o dimensionare propriu-zisă, ci mai mult o verificare. Propriu-zis, se face o dimensionare din aproape

Scanned with OKEN Scanner

Tabela 18

Valorile coeficienților de flambaj φ

$\lambda = \frac{l}{i}$	Lemn	Fontă	Oțel cu rezistență mică
0	1,00	1,00	1,00
10	0,99	0,97	0,99
20	0,97	0,91	0,96
30	0,93	0,81	0,94
40	0,87	0,69	0,92
50	0,80	0,57	0,89
60	0,71	0,44	0,86
70	0,61	0,34	0,81
80	0,48	0,26	0,75
90	0,38	0,20	0,69
100	0,30	0,16	0,60
110	0,25	—	0,52
120	0,22	—	0,45
130	0,18	—	0,40
140	0,16	—	0,36
150	0,14	—	0,32
160	0,12	—	0,29
170	0,11	—	0,26
180	0,10	—	0,23
190	0,09	—	0,21
200	0,08	—	0,19

în aproape, verificînd mereu dimensiuni stabilite pe baza alegerii anterioare.

Calculul de verificare se face pe baza relației:

$$\sigma_{ef} = \frac{F}{A} \leqslant \varphi \cdot \sigma_{ac}.$$

Exemplul 1. Să se calculeze sarcina critică de flambaj pentru un stîlp de fontă de secțiune inelară cu diametrul exterior $D = 70$ mm și diametrul interior $d = 64$ mm. Stîlpul este încastrat la un capăt și liber la celălalt, avînd înălțimea $l = 2$ m. Se dă modulul de elasticitate al fontei:

$$E = 1{,}2 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2.$$

Rezolvare. Lungimea de calcul la flambaj este $l_f = 2\ l = 2 \cdot 200 = 400$ cm

Aria secțiunii: $A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(7^2 - 6{,}4^2) = 6{,}2 \text{ cm}^2$.

Momentul de inerție: $I_{min} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi(7^4 - 6{,}4^4)}{64} = 35{,}4 \text{ cm}^4$.

Raza de inerție $= \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{35{,}4}{6{,}2}} = 2{,}35$ cm.

Coeficientul de zvelteţe are valoarea:

$$\lambda = \frac{l_f}{i} = \frac{400}{2{,}35} = 170.$$

Pentru fontă $\lambda_0 = 80$, deci $\lambda > \lambda_0$ și formula lui Euler este valabilă:

$$P_f = \frac{\pi^2 E \cdot I_{min}}{l_f^2} = \frac{\pi^2 \cdot 1{,}2 \cdot 10^6 \cdot 35{,}4}{400^2} = 2\,620 \text{ kgf}.$$

Exemplul 2. Să se dimensioneze tija pistonului unei mașini, știind că forța maximă de compresiune este $P = 10$ tf, iar lungimea tijei $l = 1{,}20$ m. Se ia $c = 10$ (coeficientul de siguranță). Limita coeficientului de zvelteţe $\lambda_0 = 100$.

Rezolvare. În primul rînd este necesar să se verifice dacă formula lui Euler este aplicabilă.

Lungimea de calcul la flambaj este:
$l_f = l = 120$ cm;

$$I_{min} = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{P \cdot c \cdot l_f^2}{\pi^2 E} = \frac{10\,000 \cdot 10 \cdot 120^2}{\pi^2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6} = 69{,}7 \text{ cm}^4;$$

$I_{min} = 69{,}7 = \frac{\pi d^2}{64}$. Rezultă $d = \sqrt[4]{\frac{69{,}7 \cdot 64}{\pi}} = 6{,}10$ cm.

Se alege o valoare rotundă: $d = 6$ cm.
Raza de inerție este:

$$i = \frac{d}{4} = \frac{6}{4} = 1{,}5 \text{ cm}.$$

Coeficientul de zvelteţe este:

$$\lambda = \frac{l_f}{i} = \frac{120}{1{,}5} = 80 < \lambda_0.$$

Scanned with OKEN Scanner

Formula lui Euler nu este valabilă şi este necesar să se facă verificarea cu formula lui Iasinski:

$$\sigma_f = 3\,100 - 11{,}4\,\lambda = 3\,100 - 11{,}4 \cdot 80 = 2\,188 \text{ kgf/cm}^2,$$

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{10\,000}{\frac{\pi \cdot 6^2}{4}} = 353 \text{ kgf/cm}^2,$$

$$c = \frac{\sigma_f}{\sigma} = \frac{2\,188}{353} = 6{,}2.$$

7. SOLICITĂRI COMPUSE

În capitolele precedente au fost studiate solicitările simple la care poate fi supusă o piesă oarecare în practică, şi anume: întinderea, compresiunea, forfecarea, încovoierea şi răsucirea. În practică însă, elementele de construcţie şi organele de maşini sînt supuse la sarcini care produc simultan mai multe solicitări simple diferite. Această solicitare a pieselor, în care se produc simultan mai multe feluri de solicitări simple, se numeşte solicitare compusă.

În cazul solicitărilor compuse, se porneşte pentru calculele de rezistenţă de la principiul independenţei acţiunii forţelor sau de la principiul suprapunerii efectelor, adică eforturile unitare şi deplasările corespunzătoare diferitelor solicitări simple se pot însuma geometric (vectorial). Se pot distinge două categorii de solicitări compuse:

— solicitări în care eforturile unitare componente simple sînt de acelaşi fel: numai eforturi normale σ sau numai eforturi tangenţiale τ;

— solicitări în care eforturile unitare sînt diferite: atît eforturile normale, cît şi eforturile tangenţiale (σ şi τ).

În cazul solicitărilor din prima categorie arătată, însumarea eforturilor se face algebric, iar calculele de rezistenţă (dimensionare şi verificare) şi de deformaţii se fac după aceleaşi norme ca şi la solicitările simple. În cazul solicitărilor din a doua categorie, se stabilesc formule speciale, cu ajutorul cărora se echivalează solicitarea compusă cu o solicitare simplă, determinîndu-se efortul unitar echivalent, cu care se fac apoi toate calculele, întocmai ca la solicitarea simplă.

Scanned with OKEN Scanner

7.1. Încovoierea oblică

În cazul solicitării la încovoiere simplă, s-a făcut de la bun început presupunerea că forțele acționează într-un plan principal de inerție care conține axa grinzii, deformarea grinzii producîndu-se în acest plan, axa neutră a secțiunii transversale fiind perpendiculară pe planul de acțiune al forțelor. Deoarece deformarea axei grinzii se produce în planul principal, se spune că încovoierea este plană.

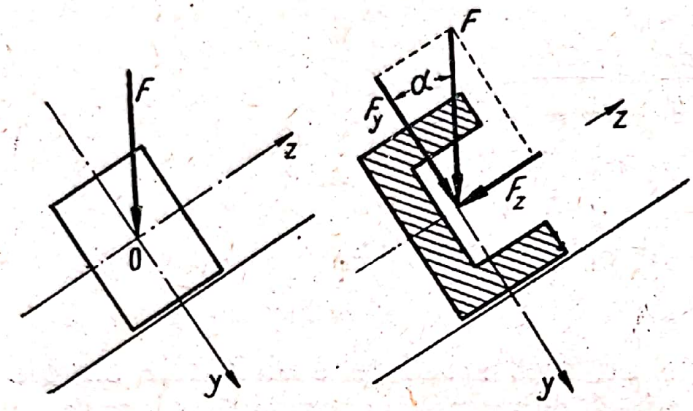


Fig. 92. Încovoiere oblică.

În practică se întîlnesc foarte multe cazuri în care planul de acțiune al forțelor nu coincide cu nici unul din planele principale de inerție care trec prin axa barei. La astfel de grinzi, axa deformată a grinzii nu se mai găsește în planul principal, iar încovoierea se numește oblică. În figura 92 se arată, schematic, secțiunile unor grinzi solicitate la încovoiere oblică.

Se observă că forța F poate fi descompusă în două componente F_y și F_z, avînd direcțiile axelor principale de inerție ale secțiunii. În acest fel, încovoierea oblică este rezultatul a două încovoieri produse de forțele F_y și F_z, ale căror mărimi sînt date de relațiile:

$$F_y = F \cos \alpha \quad \text{și} \quad F_z = F \sin \alpha,$$

unde α este unghiul dintre forța F și axa Oy.

Sistemul de forțe care acționează asupra grinzii produce într-o secțiune oarecare un moment încovoietor M; se poate vedea ușor că acesta se descompune, ca și forțele, în două componente: $M_y = M \cos \alpha$ și $M_z = M \sin \alpha$. Aceste momente acționează fiecare după cîte o axă principală de inerție și produc fiecare cîte un efort unitar normal pe secțiune.

Într-un punct de coordonate (y, z) (fig. 93), valorile acestor eforturi unitare normale sînt:

$$\sigma_1 = \pm \frac{M_z y}{I_z} \quad \text{și} \quad \sigma_2 = \pm \frac{M_y z}{I_y};$$

dacă se însumează, se obține efortul unitar normal total:

$$\sigma = \pm \frac{M_z y}{I_z} \pm \frac{M_y z}{I_y}$$

sau se mai poate scrie:

$$\sigma = \pm \frac{My \cos \alpha}{I_z} \pm \frac{Mz \sin \alpha}{I_y}$$

sau:

$$\sigma = M \left[\pm \frac{y \cdot \cos \alpha}{I_z} \pm \frac{z \sin \alpha}{I_y} \right].$$

Conform definiției date la încovoierea simplă, axa neutră este dreapta din secțiune în care efortul unitar total e nul. Se obține pe baza acestui raționament ecuația axei neutre:

$$0 = \pm \frac{y \cos \alpha}{I_z} \pm \frac{z \sin \alpha}{I_y}.$$

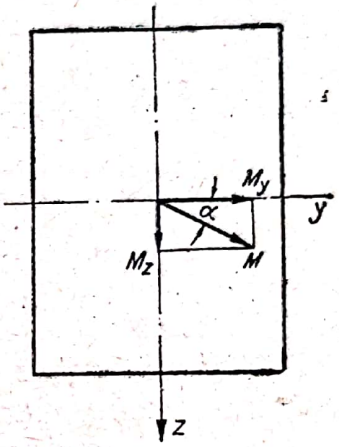


Fig. 93. Încovoiere oblică.

Direcția acestei axe neutre este determinată de unghiul dintre axa neutră și axa zz' și este dată de relația:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{y}{z} = \frac{I_z \sin \alpha}{I_y \cos \alpha} = \frac{I_z}{I_y} \operatorname{tg} \alpha.$$

7.2. Solicitarea la încovoiere și întindere sau la încovoiere și compresiune

Solicitarea compusă la încovoiere și compresiune (sau întindere) poate apare în două moduri:

— forțele axiale care produc întinderea sau compresiunea barei lucrează excentric, adică după o direcție paralelă cu axa longitudinală a barei, la o distanță oarecare e, denumită excentricitate. În acest caz, solicitarea se mai numește întindere sau compresiune excentrică. Forța axială creează față de axa neutră a barei un moment încovoietor;

— forțele lucrează în același plan principal, dar după direcții diferite: direcția axei barei și direcția perpendiculară pe bară. În acest caz, solicitarea este compusă din solicitarea simultană la încovoiere și la compresiune.

Br. 2—116

Scanned with OKEN Scanner

În ambele cazuri, pentru calculul eforturilor unitare se aplică principiul suprapunerii efectelor. Atît în cazul întinderii sau compresiunii, cît şi în cazul încovoierii, efortul unitar care se produce este normal. La încovoiere se produc de o parte a axei neutre eforturi unitare negative, ca la compresiune, iar de cealaltă parte eforturi unitare pozitive, ca la întindere.

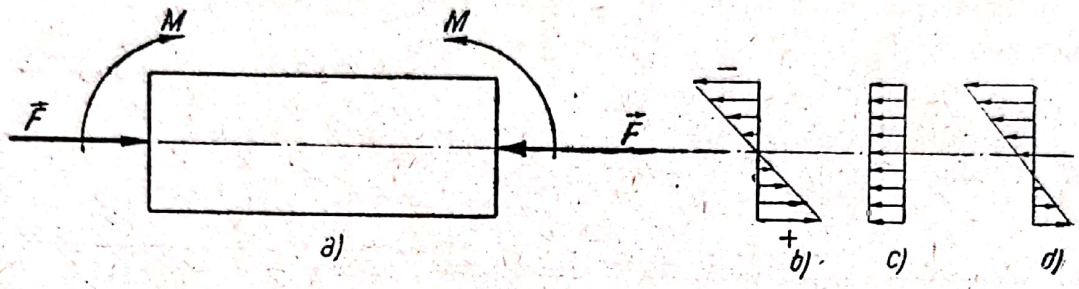


Fig. 94. Încovoiere şi compresiune.

Efortul unitar total se obţine însumînd algebric eforturile unitare componente provenite din încovoiere şi compresiune, respectiv întindere.

Într-un element de bară solicitat la încovoiere şi la compresiune (sau întindere) (fig. 94, *a*), distribuţia eforturilor unitare se poate vedea în figura 94, *d*, această distribuţie obţinîndu-se prin adunarea algebrică a diagramelor arătate în figura 94, *b* şi *c*.

Valoarea efortului unitar normal total este dat de relaţia:

$$\sigma = \sigma_c + \sigma_i.$$

Datorită compresiunii: $\sigma_c = \frac{-F}{A}$.

Datorită încovoierii: $\sigma_i = \frac{M}{W}$.

Efortul unitar total este: $\sigma = \frac{-F}{A} \pm \frac{M}{W}$.

În secţiunea periculoasă apar solicitările maxime:

$$\sigma_{max} = \frac{-F}{A} \pm \frac{M_{max}}{W}.$$

În cazul verificării piesei trebuie să rezulte:

$$\sigma_{max} \leqslant \sigma_a.$$

În cazul compresiunii excentrice, momentul încovoietor e dat de relaţia: $M = F \cdot e$.

Scanned with OKEN Scanner

În caz că punctul de aplicaţie al forţei F de compresiune nu se află într-unul din planele principale de inerţie, se produce încovoierea oblică (fig. 95). Dacă coordonatele punctului de aplicaţie al forţei F sînt y_F, z_F, aceasta va da faţă de axele principale momentele:

$$M_z = F \cdot y_F$$

şi $M_y = F \cdot z_F$

şi într-un punct oarecare de coordonate y, z eforturile unitare:

$$\sigma_1 = \frac{F \cdot y_F y}{I_z}$$

şi $\sigma_2 = \frac{F \cdot z_F z}{I_y}$.

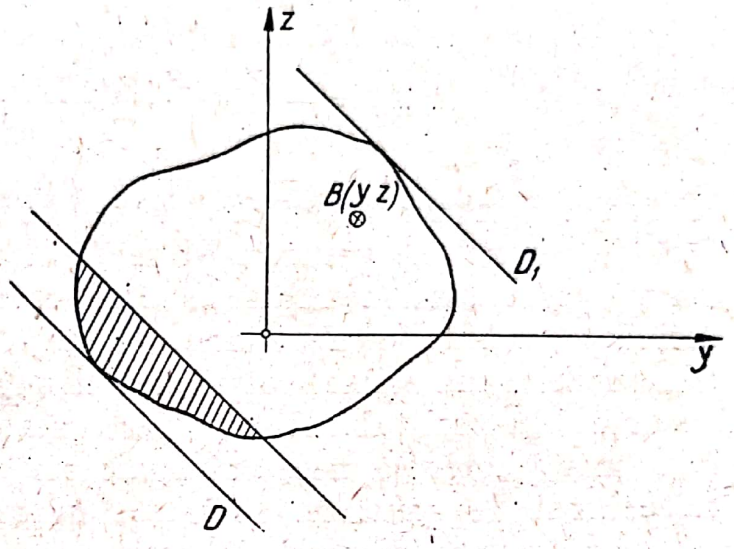


Fig. 95. Încovoiere oblică.

Efortul unitar total va avea expresia

$$\sigma = \frac{F \cdot y_F y}{I_z} + \frac{F \cdot z_F \cdot z}{I_y} - \frac{F}{A}.$$

Ecuaţia axei neutre are în acest caz expresia:

$$0 = -\frac{F}{A} + \frac{F \cdot y_F \cdot y}{I_z} + \frac{F \cdot z_F \cdot z}{I_y}$$

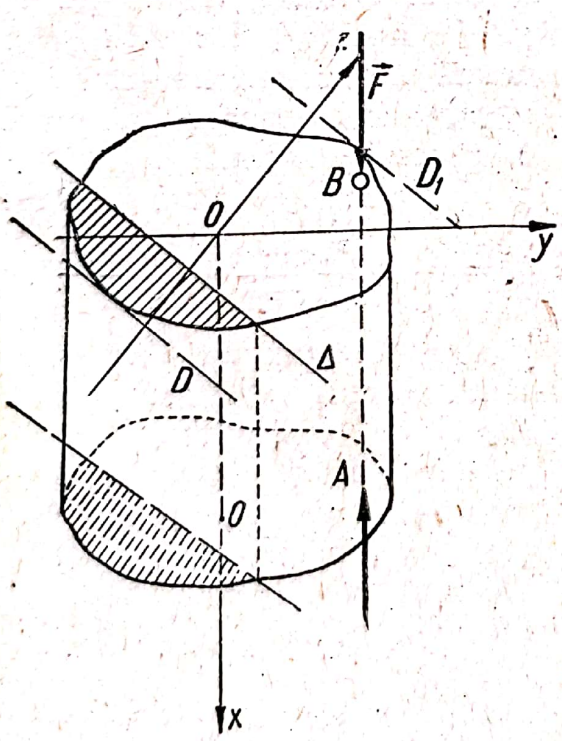


Fig. 96. Axa neutră.

Axa neutră împarte secţiunea în două părţi, o parte comprimată şi alta întinsă. În figura 96 este arătată o porţiune dintr-o bară solicitată la compresiune excentrică de o forţă F. Dreapta Δ este axa neutră. Porţiunea haşurată din secţiune este solicitată la întindere. Forţa acţionează în punctul B de coordonate (y_F, z_F). În punctele cele mai îndepărtate de axa neutră apar solicitările maxime la întindere $D(y_1, z_1)$ şi la compresiune $D_1(y_2, z_2)$.

Scanned with OKEN Scanner

Înlocuind în expresia efortului unitar coordonatele punctelor D_1 și D se obțin valorile eforturilor unitare maxime:

$$\sigma_{max.} = -\frac{F}{A} - \frac{F \cdot y_F \cdot y_1}{I_z} - \frac{F \cdot z_F \cdot z_1}{I_y},$$

$$\sigma_{min.} = -\frac{F}{A} + \frac{F \cdot y_F \cdot y_2}{I_z} + \frac{F \cdot z_F \cdot z_2}{I_y}.$$

7.2.1. **Sîmburele central.** Excentricitatea forței aplicate față de centrul de greutate al secțiunii influențează, după cum s-a văzut, asupra modului în care este solicitat materialul la întindere sau la compresiune. În cazul barelor confecționate din anumite materiale, solicitarea la întindere nu este de dorit, deoarece materialul rezistă foarte slab la această solicitare. Din acest motiv, e necesară limitarea excentricității în raport cu centrul de greutate, astfel ca în toate punctele secțiunii să apară numai eforturi de compresiune.

Porțiunea din secțiune în jurul centrului de greutate în interiorul căruia se poate alege punctul de aplicație al sarcinii F, astfel ca în secțiune să se producă numai eforturi unitare de același semn (numai compresiune sau numai întindere) poartă numele de sîmbure central. Dacă într-o secțiune oarecare se cunoaște conturul sîmburelui central, de exemplu cazul unei secțiuni hexagonale (fig. 97), aplicînd forța în orice punct al acestui contur, axa neutră este mereu tangentă la centrul secțiunii.

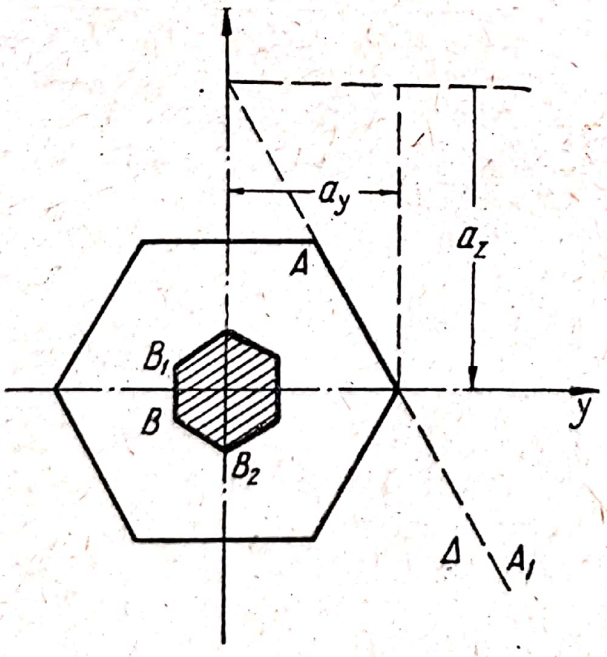


Fig. 97. Sîmbure central.

Din ecuația axei neutre:

$$0 = \frac{F}{A} + \frac{F \cdot y_F \cdot y}{I_z} + \frac{F \cdot z_F \cdot z}{I_y}.$$

Se observă că, dacă axa neutră trece printr-un punct fix A de coordonate (y, z), relația între coordonatele punctului de aplicație al forței (y_F, z_F) este liniară. Aceasta înseamnă că dacă axa neutră se rotește în jurul unui punct fix B, punctul de aplicație al sarcinii se deplasează pe o dreaptă.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul secțiunii hexagonale, dacă axa neutră se rotește în jurul vîrfului A, forța F descrie o latură BB_1 a conturului.

Pentru a determina conturul sîmburelui central, se introduc în expresia axei neutre coordonatele y, z ale diferitelor puncte de pe conturul secțiunii și se determină pozițiile axei neutre. Dacă conturul secțiunii este limitat în întregime sau parțial din linii drepte, conturul sîmburelui central între punctele corespunzătoare laturilor poligonului se va compune din segmente de dreaptă. În acest caz se determină punctele de aplicație ale forțelor F corespunzătoare axelor neutre ce coincid cu laturile conturului poligonului și unind aceste puncte se obține conturul sîmburelui central. În cazul unor secțiuni ce au un contur format din linii curbe, se construiește conturul sîmburelui central prin puncte.

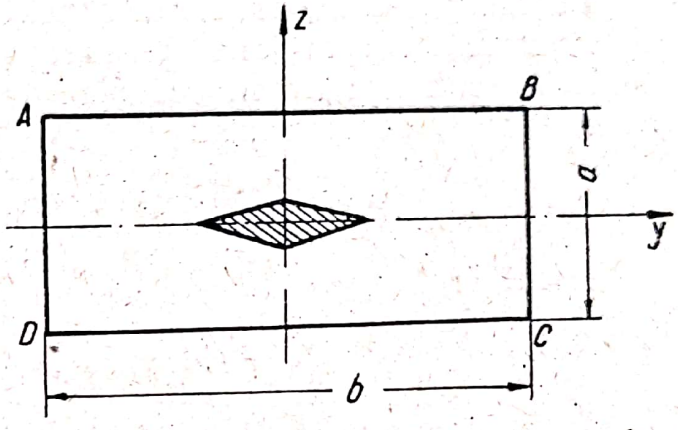


Fig. 98. Determinarea sîmburelui central.

Exemplu. Să se determine sîmburele central pentru o secțiune dreptunghiulară de laturi a, b (fig. 98).

Rezolvare: Axele principale centrale de inerție sînt O_y și O_z. Pentru a obține conturul sîmburelui central, trebuie pusă condiția ca axele neutre să fie chiar laturile dreptunghiului: AD, AB, BC și CD. Deoarece există în acest caz simetrie, este suficient să se determine vîrfurile conturului sîmburelui corespunzătoare laturilor AD și AB. Aceste laturi au ecuațiile:

$$(AD)\ y = -\frac{b}{2},$$

$$(AB)\ z = +\frac{a}{2}.$$

Ecuația axei neutre are expresia:

$$0 = \frac{1}{A} + \frac{y_F \cdot y}{I_z} + \frac{z_F \cdot z}{I_y},$$

sau în cazul dat:

$$\frac{1}{ab} + \frac{y_F\left(-\frac{b}{2}\right)}{\frac{a \cdot b^3}{12}} + \frac{z_F \cdot z}{\frac{b \cdot a^3}{12}} = 0$$

Pe dreapta AD, ordonata z poate lua orice valori; pentru a determina o porțiune de dreaptă a conturului sîmburelui central, se introduce în ecuația găsită ordonata z a unui vîrf al secțiunii, de exemplu:

$$z = +\frac{a}{2}.$$

Rezultă:

$$\frac{1}{ab} + \frac{y_F\left(-\frac{b}{2}\right)}{\frac{a \cdot b^3}{12}} + \frac{z_F\left(\frac{a}{2}\right)}{\frac{b \cdot a^3}{12}} = 0$$

sau:

$$1 - \frac{6 \cdot y_F}{b} + \frac{6 \cdot z_F}{a} = 0.$$

Aceasta este ecuația unei drepte ce coincide cu o latură a conturului sîmburelui central. Pentru a determina vîrfurile acestui contur, se caută intersecțiile acestei drepte cu axele principale centrale. Dacă se intersectează deci cu $y_F = 0$ sau $z_F = 0$, se obține respectiv:

$$z_F = -\frac{a}{6} \quad \text{și} \quad y_F = +\frac{b}{6},$$

care reprezintă coordonatele unor vîrfuri ale conturului și sîmburelui central, și anume $F_1\left(0, -\frac{a}{6}\right)$ și $F_2\left(\frac{b}{c}, 0\right)$. Procedînd analog cu toate laturile dreptunghiului se obține pentru sîmburele central un contur în formă de romb, ca în figura 99.

Punctul de aplicație al forței trebuie să se afle în interiorul acestui romb, pentru ca eforturile unitare din secțiune să fie toate de același semn.

Exemplul 1.

Să se dimensioneze bara AB din figura 100, din lemn, cu secțiune pătrată, solicitată ca în figură. Se admite $\sigma_a = 100$ kgf/cm².

Rezolvare:

Bara este solicitată la întindere și încovoiere.

Sarcina la întindere într-o secțiune oarecare *ab* este:

$$N = 6\,000 + 2\,000 - 1\,000 = 7\,000 \text{ kgf}.$$

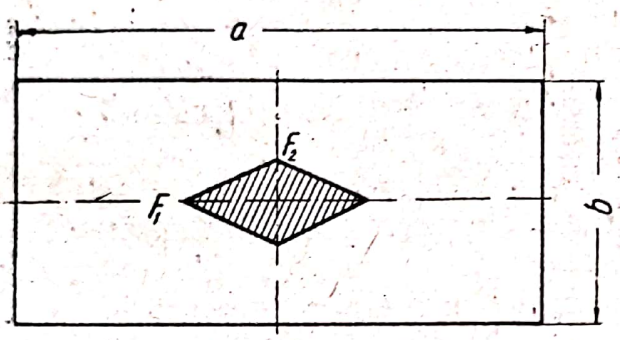


Fig. 99. Determinarea sîmburelui central.

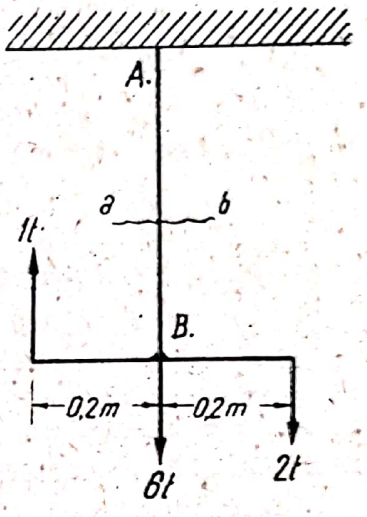


Fig. 100. Bară cu secțiune pătrată.

Momentul încovoietor în secțiune este:

$$M = 2\,000 \times 20 + 1\,000 \times 20 = 60\,000 \text{ kgf} \cdot \text{cm}.$$

Efortul unitar total este:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M}{W} = \frac{7\,000}{a^2} + \frac{60\,000}{\frac{a^3}{6}} \leqslant 100.$$

Expresia se mai poate scrie:

$$a^3 - 70\,a - 3\,600 = 0.$$

Rezolvînd ecuația prin încercări, se obține: $a \approx 17$ cm.

Exemplul 2:

Să se verifice bara din lemn ce prezintă o crestătură, ca în figura 101, și este solicitată de o forță $P = 1\,000$ kgf.

Secțiunea barei este pătrată, latura fiind $a = 9$ cm.

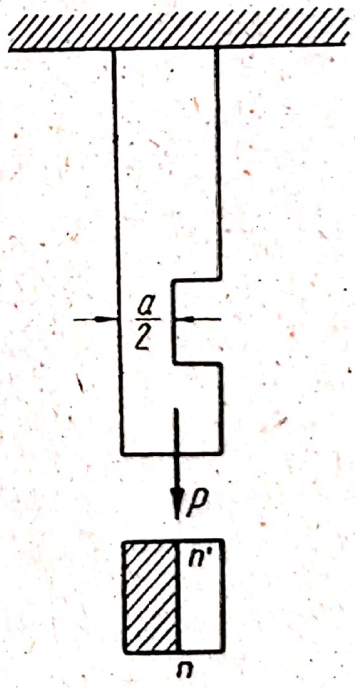


Fig. 101. Bară de lemn cu crestătură.

Rezolvare:

Secţiunea periculoasă se află în regiunea crestată şi este de forma unui dreptunghi de laturi 9 şi 4,5 cm.

Efortul unitar total este dat de relaţia:

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{M}{W} = \frac{1\,000}{9 \cdot 4{,}5} + \frac{1\,000 \times \frac{4{,}5}{2}}{\frac{9 \times 4{,}5^2}{6}} = 100 \text{ kgf/cm}^2.$$

7.3. Solicitarea la încovoiere şi răsucire simultană

Anumite organe de maşini sau elemente de construcţie sînt solicitate simultan la încovoiere şi la răsucire. Un exemplu concludent îl constituie de exemplu arborii de transmisie sau arborele cotit.

Pentru calculul de dimensionare şi verificare a eforturilor unitare se aplică principiul suprapunerii efectelor celor două feluri de solicitări.

În acest scop se procedează în felul următor:

— se calculează momentul încovoietor maxim $M_{i\,max}$ şi momentul de răsucire maxim M_r şi se determină secţiunile din bară în care apar solicitările maxime, care ar fi astfel solicitările periculoase;

— se determină efortul unitar σ_{max} de încovoiere şi efortul unitar tangenţial τ_{max} datorit răsucirii;

— se asimilează solicitarea compusă cu o solicitare simplă echivalentă şi se procedează la dimensionare sau la verificare, ca la solicitările simple.

Această asimilare a solicitării compuse cu o solicitare simplă se bazează pe cunoştinţe mai avansate din teoria elasticităţii, pe cunoaşterea caracteristicilor mecanice ale materialului şi a procesului tehnologic folosit la construcţia piesei. Asimilarea solicitării compuse cu o solicitare simplă se face pe baza a patru ipoteze teoretice ce se fac în privinţa ruperii materialelor.

Prima teorie asupra ruperii materialului admite că starea periculoasă a materialului apare în momentul în care efortul unitar normal maxim, în valoare absolută, ajunge la valoarea periculoasă. Această teorie poartă numele de teoria eforturilor

Scanned with OKEN Scanner

unitare normale maxime. Pe baza acestei teorii, solicitarea simplă echivalentă cu care se înlocuiește solicitarea compusă și pe baza căreia se fac calculele de rezistență este solicitarea la întindere sau compresiune. Efortul unitar echivalent este dat în acest caz de relația:

$$\sigma_{echiv} = \frac{1}{2}\left[\sigma_i + \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_i^2}\right] \leqslant \sigma_a.$$

Valoarea efortului echivalent trebuie să fie mai mică decît valoarea efortului unitar admisibil, pentru a avea siguranța, pe baza acestei teorii, că materialul nu este periclitat.

Verificarea experimentală a acestei teorii a arătat că ea nu corespunde întocmai cu rezultatele încercărilor în toate solicitările compuse, la toate materialele. Din această cauză, această relație este folosită cu oarecare prudență, deoarece ea duce fie la supradimensionarea, fie la subdimensionarea elementelor.

A doua teorie asupra ruperii materialului admite că starea periculoasă a materialului apare în momentul în care deformația, caracterizată prin lungirea sau scurtarea specifică, ajunge la valoarea maximă. Această teorie poartă numele de teoria lungirilor maxime. Pe baza acestei teorii, solicitarea echivalentă cu care se înlocuiește solicitarea compusă, și pe baza căreia se fac calculele de rezistență, este tot de întindere sau compresiune. Efortul unitar normal echivalent este în acest caz dat de relația:

$$\sigma_{echiv} = 0{,}35\,\sigma_i + 0{,}65\,\sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_i^2} \leqslant \tau_a.$$

Valoarea efortului echivalent trebuie să fie mai mică decît valoarea efortului normal unitar admisibil.

Și în cazul teoriei a doua, verificarea experimentală dă unele diferențe, care fac necesară o oarecare prudență. Această teorie se aplică cu rezultate foarte bune în cazul materialelor casante.

A treia teorie asupra ruperii materialului admite că starea periculoasă a materialului se produce în momentul în care efortul unitar tangențial ajunge la valoarea maximă. Această teorie poartă numele de teoria eforturilor unitare tangențiale maxime.

Pe baza acestei teorii, calculele de rezistență se fac tot prin calcularea efortului unitar echivalent cu solicitarea compusă.

Scanned with OKEN Scanner

Valoarea efortului unitar normal echivalent este dat de relaţia:

$$\sigma_{echiv} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_i^2}.$$

Această teorie stă la baza celei de-a patra teorii asupra ruperii materialelor, denumită teoria energetică. Pe baza acestei teorii, se presupune că starea periculoasă a materialului, care se produce la apariţia deformaţiei plastice periculoase, este produsă numai de o parte din energia potenţială de deformaţie, şi anume de acea parte care este legată de modificarea formei volumelor elementare ale materialului. Pe baza acestei teorii, efortul unitar normal echivalent este dat de relaţia:

$$\sigma_{echiv} = \sqrt{\sigma_i^2 + 2\tau_t^2} \leqslant \sigma_a.$$

Teoria energetică este confirmată cel mai bine de încercările experimentale şi din această cauză calculele de rezistenţă se fac de regulă pe baza relaţiilor date de această teorie.

Relaţia de calcul stabilită pe baza teoriei a treia duce la o oarecare supradimensionare a piesei, oferind însă în schimb o siguranţă mai mare în funcţionarea pieselor.

În cazul solicitării compuse din încovoiere şi răsucire, expresia efortului unitar normal echivalent

$$\sigma_{echiv} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_t^2} \leqslant \sigma_a,$$

se poate transforma. Dacă se observă că:

$$\sigma_i = \frac{M_{i\,max}}{W} \text{ şi } \tau_i = \frac{M_r}{W_0},$$

relaţia devine

$$\sigma_{echiv} = \sqrt{\frac{M_{i\,max}^2}{W^2} + \frac{4M_r^2}{W_0^2}}.$$

În cazul secţiunii circulare:

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32} \text{ şi } W_0 = \frac{\pi d^3}{16} = 2W_z;$$

se obţine

$$\sigma = \sqrt{\frac{M_{i\,max}^2 + M_r^2}{W_z^2}} = \frac{1}{W_z} \cdot M_{ideal} \leqslant \sigma_a.$$

Expresia: $M_{ideal} = \sqrt{M_i^2 + M_r^2}$ se numeşte moment ideal de încovoiere.

Pentru calculele de dimensionare şi verificare se procedează la echivalarea solicitării compuse cu o solicitare simplă la încovoiere, în care sarcina creează un moment încovoietor a cărui valoare este tocmai aceea a momentului ideal.

Se obţin astfel relaţiile:

— pentru dimensionare: $W_{z\,nec} = \frac{M_{ideal}}{\sigma_a}$;

— pentru verificare: $\sigma_{ef} = \frac{M_{ideal}}{W_a} \leqslant \sigma_a$;

— pentru verificarea sarcinii capabile: $M_{ideal} \leqslant \sigma_a \cdot W_z$.

În mod asemănător se procedează în general la orice solicitări compuse în care apar simultan eforturi unitare normale şi tangenţiale.

Astfel, în cazul încovoierii grinzilor de secţiuni cu goluri sau cu variaţie a lăţimii, în care apar eforturi unitare tangenţiale mai mari, a căror mărime se determină prin formula lui Juravski, se procedează la dimensionare sau verificare tot prin stabilirea efortului unitar echivalent.

8. SOLICITĂRI DINAMICE

În capitolele anterioare s-au studiat eforturile ce se nasc în interiorul corpurilor, în vederea dimensionării sau verificării lor şi a alegerii materialului corespunzător în cazul acţiunii statice a sarcinilor. În cazul organelor de maşini, care în majoritatea cazurilor sînt în mişcare, problema rezistenţelor ce se nasc în interiorul pieselor trebuie reconsiderată ţinînd seama şi de mişcarea lor.

Acţiunea sarcinilor poate fi considerată ca o acţiune statică atunci cînd mişcarea mecanică a părţilor construcţiei nu

Scanned with OKEN Scanner

schimbă transmiterea sarcinilor de la un element la altul şi nu apare o schimbare în acţiunea forţelor de volum.

Solicitarea este considerată statică dacă elementele componente ale piesei luate în considerare nu au acceleraţii.

Existenţa acceleraţiilor ale diverselor porţiuni din corp implică apariţia unor forţe dinamice, care trebuie luate în considerare, deoarece uneori dau solicitări foarte mari.

Solicitările dinamice se împart în două categorii:

— solicitări dinamice propriu-zise, în care eforturile unitare sînt de regulă mai mari decît cele statice datorită apariţiei forţelor de inerţie;

— solicitări prin şoc, care se caracterizează prin faptul că sarcinile se aplică brusc într-un timp foarte scurt.

8.1. Solicitări dinamice în cazul pieselor ce au mişcare

Datorită mişcării accelerate a elementelor unei maşini, în aceasta se produc eforturi suplimentare perfect reale, produse de forţele de inerţie, care pot fi echivalente cu eforturile statice.

Pentru determinarea eforturilor unitare dintr-o piesă aflată în mişcare se determină în prealabil distribuţia acceleraţiilor în diversele puncte ale piesei şi se determină astfel forţele de inerţie ce lucrează asupra piesei. Pentru determinarea eforturilor ce se nasc în piesă, pe lîngă forţele exterioare care acţionează asupra elementului dat, acesta se mai încarcă şi cu forţele de inerţie corespunzătoare. După introducerea forţelor de inerţie, calculul se face obişnuit, ca şi cum asupra piesei ar acţiona o sarcină statică.

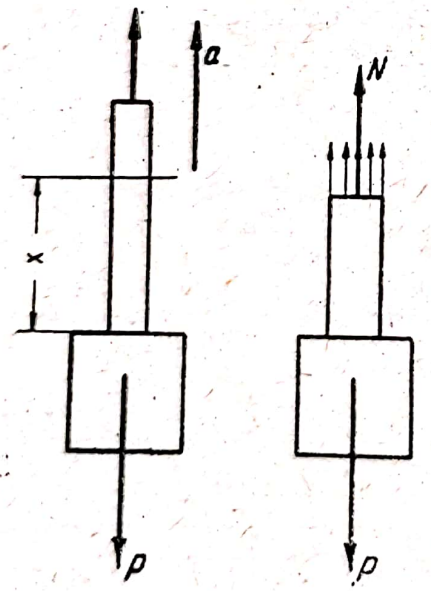


Fig. 102. Solicitare dinamică într-un cablu.

Un exemplu concludent ce poate servi la ilustrarea modului în care se urmăresc eforturile unitare în cazul piesei aflate în mişcare îl constituie cazul eforturilor ce se nasc în cablul unei macarale, ce ridică o greutate în mod accelerat (fig. 102).

Pentru a determina efortul, se secţionează cablul la distanţa x de capătul inferior. Forţa interioară ce se naşte în sec-

Scanned with OKEN Scanner

ţiune este egală cu suma dintre sarcina P greutatea cablului şi forţa de inerţie:

$$N = P + A\gamma \cdot x + \frac{P + A\gamma \cdot x}{g} \cdot a,$$

în care:

A este secţiunea barei;
γ — greutatea specifică;
a — acceleraţia de ridicare a sarcinii;
g — acceleraţia gravitaţiei.

Valoarea efortului unitar este:

$$\sigma_{dinamic} = \frac{N}{A} = \frac{P + A\gamma \cdot x}{A}\left(1 + \frac{a}{g}\right).$$

Se observă că efortul ce se naşte în stare statică este

$$\sigma_{static} = \frac{P + A\gamma \cdot x}{A}.$$

În concluzie, se poate scrie:

$$\sigma_{dinamic} = \sigma_{static} \cdot \psi,$$

unde $\psi = 1 + \frac{a}{g}$ se numeşte coeficient dinamic de multiplicare.

Un alt exemplu de solicitare dinamică îl constituie cazul unui inel aflat în mişcare de rotaţie (fig. 103).

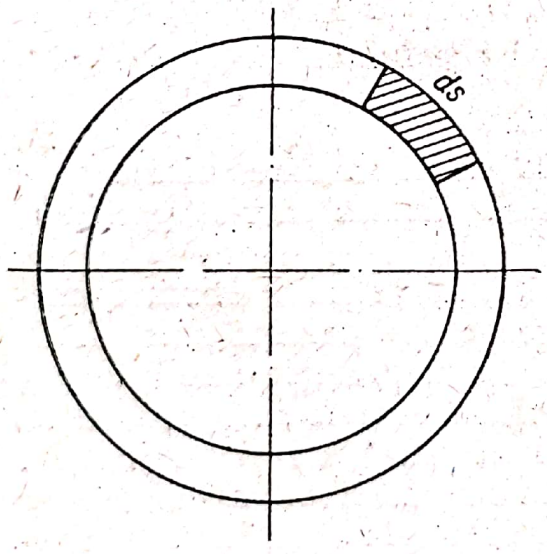


Fig. 103. Solicitarea dinamică a unui inel.

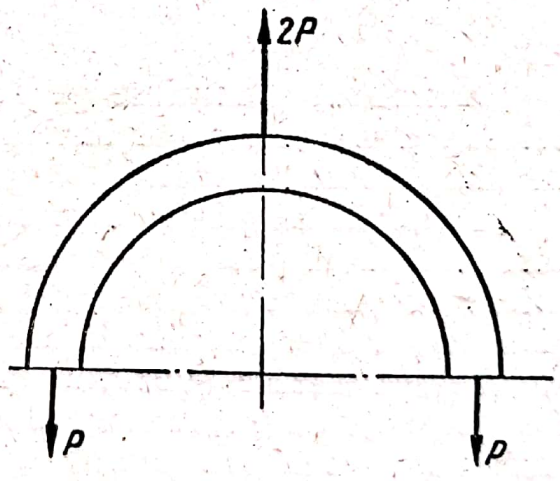


Fig. 104. Solicitare dinamică în jumătate de inel.

Pentru a stabili eforturile ce se nasc în inel, se izolează o porţiune din inel, a cărei lungime elementară o notăm cu ds.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă inelul se roteşte cu viteza unghiulară constantă ω, asupra părţii izolate acţionează o forţă de inerţie:

$$F = \frac{A \cdot \gamma \cdot ds}{g} \frac{\omega^2 D}{2},$$

în care: A este secţiunea transversală a inelului;
γ — greutatea specifică a inelului;
D — diametrul inelului.

Dacă se însumează forţele de inerţie pe o jumătate din inel (fig. 104), rezultanta acestor forţe va fi:

$$2P = D \frac{A\gamma D\omega^2}{2g}.$$

Într-o secţiune transversală a inelului va fi o forţă interioară:

$$N = P = \frac{A\gamma D^2\omega^2}{4g}.$$

Efortul unitar normal ce se naşte în secţiune are expresia:

$$\sigma_{dinamic} = \frac{N}{A} = \frac{\gamma D^2\omega^2}{4g} = \frac{\gamma v^2}{g},$$

unde $v = \frac{\omega D}{2}$ este viteza periferică a punctelor de pe inel.

8.2. Solicitări dinamice prin şoc

Fenomenul şocului se produce în cazul în care viteza piesei sau a anumitor porţiuni din piesă variază într-o perioadă de timp foarte scurtă.

În porţiunea piesei care suferă şocul, se nasc eforturi unitare mai mari decît în cazul în care aceeaşi sarcină s-ar fi aplicat în mod static, datorită forţelor de inerţie care intervin şi se adaugă sarcinilor date. De obicei, este foarte greu să se stabilească durata şocului şi deci mărimea forţei de inerţie. Din această cauză, pentru determinarea eforturilor unitare se utilizează legea conservării energiei. Energia cinetică a corpului care produce şocul se transformă în energie potenţială de deformaţie.

Problema solicitărilor prin şoc este complexă; pentru simplificarea ei se fac următoarele ipoteze:

— corpul care loveşte este perfect rigid;

Scanned with OKEN Scanner

— după ciocnire, corpul care loveşte rămîne în contact cu corpul lovit;

— solicitările se produc în domeniul elastic, adică se admite valabilitatea legii lui Hooke.

8.2.1. **Solicitarea prin şoc cu o forţă axială (întindere sau compresiune).** Dacă o bară este supusă unei solicitări produse prin căderea unei greutăţi Q de la o anumită înălţime h (fig.105), ea se deformează şi, fiind perfect elastică, acumulează energie potenţială de deformaţie.

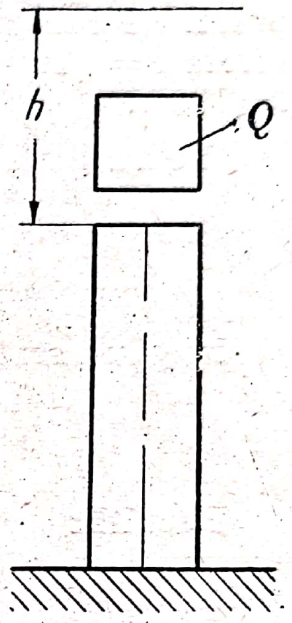


Fig. 105. Solicitare dinamică prin şoc.

În acest mod, energia cinetică a greutăţii W_c se transformă în energie cinetică de deformaţie:

$$W_c = W_d;$$

Dacă se notează cu: h — înălţimea de la care cade greutatea, y_{din} — scurtarea barei, v — viteza de ciocnire a greutăţii, se poate scrie că energia cinetică a greutăţii Q este egală cu lucrul mecanic de deformaţie:

$$W_c = \frac{1}{2}\frac{Q}{g}\cdot v^2 = Q\,(h + y_{din}).$$

Energia potenţială specifică de deformaţie stabilită la capitolul întindere şi compresiune are expresia:

$$W_1 = \frac{1}{2}E\varepsilon^2 = \frac{1}{2}E\left(\frac{\Delta l}{l}\right)^2 = \frac{1}{2}E\left(\frac{y_{din}}{l}\right)^2.$$

Pentru întregul volum al barei, expresia energiei potenţiale de deformaţie este:

$$W = W_1 V = \frac{1}{2}E\cdot A\cdot l\left(\frac{y_{din}}{l}\right)^2 = \frac{1}{2}\frac{EA}{l}\cdot y_{din}^2.$$

Deformaţia statică sub acţiunea sarcinii Q ar fi

$$y_{st} = \frac{Q\cdot l}{E\cdot A}, \quad \text{de unde} \quad \frac{EA}{l} = \frac{Q}{y_{st}}.$$

Folosind relaţiile de mai sus se poate scrie egalitatea între lucrul mecanic şi energia potenţială de deformaţie:

$$Q\,(h + y_{din}) = \frac{1}{2}\frac{Q}{y_{st}}\,y_{din}^2.$$

Scanned with OKEN Scanner

Din această egalitate se obține:

$$y_{din} = y_{st} + \sqrt{y_{st}^2 + 2h \cdot y_{st}}.$$

Exemplul 1. Să se determine eforturile unitare din cablul unui ascensor, în cazul cînd sarcina Q care coboară este frînată brusc. Se cunosc: modulul de elasticitate $E = 1{,}7 \cdot 10^6$ kgf/cm²; viteza v=1 m/s, sarcina Q=5 tf, secțiunea A=6 cm², lungimea l=20 m.

Rezolvare. Expresia coeficientului dinamic este:

$$\psi = 1 + \sqrt{\frac{v^2}{g\Delta l_{st}}};$$

lungirea statică a cablului are expresia:

$$\Delta l_{st} = \frac{Ql}{EA}.$$

Rezultă:

$$\sigma_{din} = \psi\sigma_{st} = \frac{Q}{A}\left[1 + \sqrt{\frac{EAv^2}{gQl}}\right],$$

din care:

$$\sigma_{din} = \frac{5\,000}{6}\left[1 + \sqrt{\frac{1{,}7 \cdot 10^6 \cdot 6 \cdot 10^4}{981 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^3}}\right] = 3\,520 \text{ kgf/cm}^2.$$

Valoarea deformației dinamice este:

$$\Delta l_{din} = \Delta l_{st} \cdot \psi = \frac{Ql}{EA}\left[1 + \sqrt{\frac{E \cdot A \cdot v^2}{g \cdot Q \cdot l}}\right] = 4{,}2 \text{ cm}.$$

Exemplul 2. Pe mijlocul unei grinzi simplu rezemate, de lungime l=2 m, cade o sarcină Q=1 tf, de la o înălțime H=10 cm. Să se determine săgeata maximă, dacă se cunosc: momentul de inerție $I = 1\,450$ cm⁴, $W = 161$ cm³, $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ kgf/cm².

Să se stabilească efortul unitar ce se produce datorită șocului.

Rezolvare. Se folosesc relațiile:

$$y_{din} = y_{st}\,\psi,$$

$$\sigma_{din} = \sigma_{st}\,\psi.$$

Scanned with OKEN Scanner

Coeficientul dinamic are expresia:

$$\psi = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{y_{st}}},$$

$$y_{st} = \frac{Ql^3}{48E \cdot I}; \quad \sigma_{st} = \frac{Ql}{4W}.$$

Rezultă:

$$y_{din} = \frac{Ql^3}{48\,EI}\left[1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot H}{\frac{Ql^3}{48\,EI}}}\right],$$

$$y_{din} = \frac{1\,000 \cdot 200^3}{48 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1\,450}\left[1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 10}{\frac{1\,000 \cdot 200^3}{48 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1\,450}}}\right];$$

$$y_{din} = 3{,}5 \text{ cm};$$

$$\sigma_{din} = \frac{1\,000 \cdot 200}{4 \cdot 161}\left[1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 10}{\frac{1\,000 \cdot 200^3}{48 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1\,450}}}\right] = 2\,100 \text{ kgf/cm}^2;$$

$$y_{din} = y_{st}\left[1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{y_{st}}}\right] = y_{st}\,\psi.$$

Mărimea $\psi = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{y_{st}}}$ se numește coeficient dinamic la șoc.

În mod asemănător se obține

$$\sigma_{dinamic} = \sigma_{stat} \cdot \psi.$$

9. ÎNCERCĂRI MECANICE ALE MATERIALELOR

9.1. Considerații generale

În industrie, pe lîngă uzinele mari producătoare de materiale, precum și în uzinele constructoare de mașini sau șantiere de construcții, s-au amenajat laboratoare pentru încercarea și verificarea materialelor.

Materialele care urmează să fie folosite în construcția mașinilor și a instalațiilor trebuie să îndeplinească anumite condiții de rezistență. Pentru a avea siguranța că materialele care

se folosesc îndeplinesc condiţiile tehnice impuse, se fac încercări de tot felul pentru verificarea lor.

În raportul prezentat de tov. Gheorghe Gheorghiu-Dej la Congresul al III-lea al P.M.R. se arată că: „Principala sarcină a industriei construcţiilor de maşini este ridicarea continuă a nivelului tehnic, îmbunătăţirea calităţii, creşterea randamentului şi a economicităţii maşinilor şi instalaţiilor".

Pentru realizarea acestui ţel este necesar ca, în afară de ridicarea nivelului activităţii de cercetare şi proiectare, să fie dezvoltate şi îmbunătăţite laboratoarele uzinale, bancurile de probă, atelierele de prototipuri, secţiile de sculărie etc. Recepţia materialelor şi a pieselor construite trebuie realizată cu multă grijă şi conştiinciozitate, cu mijloace tehnice moderne, care să permită o justă apreciere a rezultatelor obţinute. În acest scop, pregătirea tehnică a recepţionărilor din industrie trebuie ţinută în pas cu realizările cele mai moderne ale tehnicii.

Încercările ce se fac în scop de cercetare sau pentru verificarea materialelor şi a pieselor se efectuează cu maşini sau instalaţii speciale, care se găsesc în laboratoarele de încercări.

Încercările sau controalele ce se fac în aceste laboratoare sînt de mai multe feluri, şi anume:

— încercări fizice (termice, magnetice, optice, acustice, încercări prin raze X, ultrascurte etc.);
— analize chimice;
— analize metalografice;
— încercări mecanice.

Toate încercările de materiale şi de verificare a pieselor se pot grupa în două mari categorii:

— încercări care duc la distrugerea sau ruperea piesei sau epruvetei;
— încercări care nu distrug piesa (epruveta).

Pentru rezistenţa materialelor interesează acele încercări care pot da elemente precise asupra comportării elastice a materialelor. Pentru a obţine aceste caracteristici se folosesc metodele de încercare mecanică prin ruperea epruvetelor, stabilindu-se unele caracteristici, ca: limita de proporţionalitate, limita de curgere, rezistenţa de rupere.

Încercările mecanice ale materialelor sînt de mai multe feluri:

— încercări statice, cînd sarcina este constantă în timp;
— încercări dinamice, cînd sarcina se aplică brusc prin şoc;
— încercări la oboseală, cînd sarcina se aplică în mod repetat;
— încercări de duritate.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru verificarea compoziţiei chimice şi pentru verificarea structurii materialelor se folosesc analizele chimice, respectiv analizele metalografice, care se fac cu epruvete mici, luate din material.

Rezultatele acestor analize se compară cu rezultatele încercărilor mecanice, pentru a putea trage concluziile necesare asupra calităţii materialelor.

Pentru verificarea pieselor fabricate, se folosesc încercări fizice ce nu necesită ruperea pieselor. Încercările uzuale sînt cele magnetice, acustice, prin raze X, raze alfa, prin ultrasunete etc. Aceste încercări se fac cu dispozitive sau instalaţii speciale pentru aceste încercări.

9.1.1. **Noţiuni asupra încercărilor statice ale materialelor. Epruvete standardizate.** *Încercarea la întinderea metalelor* este cea mai importantă încercare şi în acelaşi timp cea mai concludentă. Încercarea se face cu ajutorul unei maşini pentru încercare la întindere, folosind epruvete confecţionate din materialul încercat. Încercarea trebuie să respecte prevederile STAS 200-52, în care se dau dimensiunile normalizate ale epruvetelor. Epru-

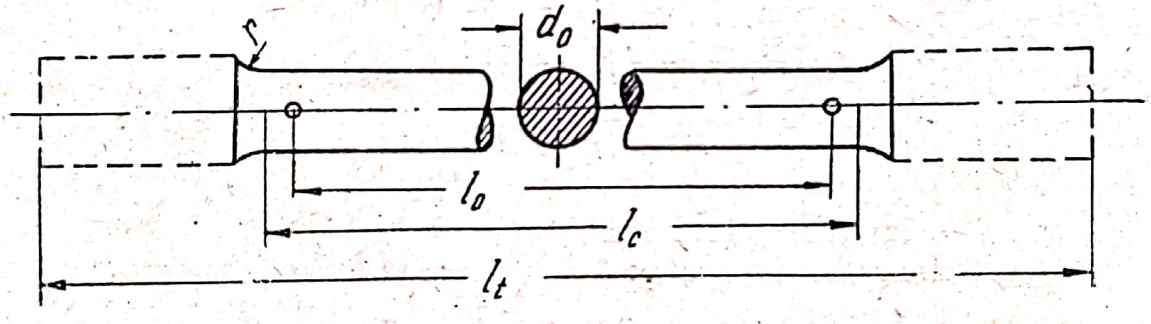


Fig. 106. Epruvete circulare.

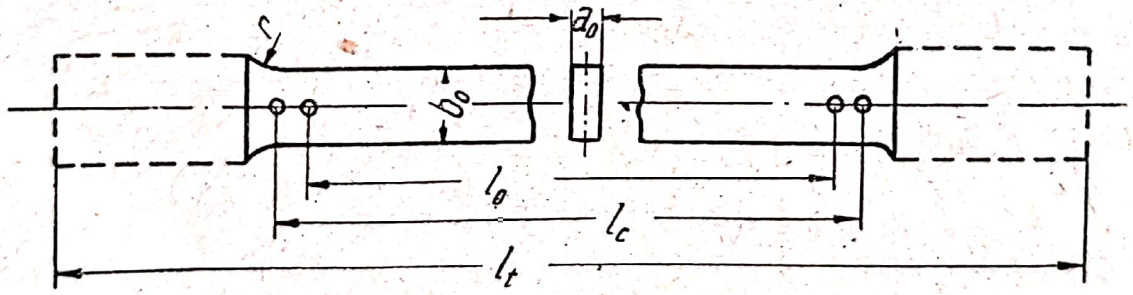


Fig. 107. Epruvetă dreptunghiulară.

vetele pot fi de secţiune circulară, ca în figura 106, sau de secţiune dreptunghiulară, ca în figura 107. În prescripţii sînt indicate două tipuri de epruvete:

— epruvete normale, cu diametrul d_0=20 mm;
— epruvete proporţionale, cu diametrul la alegere.

Scanned with OKEN Scanner

Aceste epruvete proporționale se folosesc în cazurile în care dimensiunile materialului nu permit executarea epruvetelor normale.

Fiecare din cele două tipuri de epruvete se poate confecționa la lungime de $10d_0$ sau $5d_0$. În cazul secțiunii dreptunghiulare, se ia raportul între laturi $b_0 \geqslant 4a_0$, iar distanța între repere se ia $10d_0$ sau $5d_0$, unde d_0 este diametrul secțiunii circulare care ar avea aceeași suprafață ca și secțiunea dreptunghiulară.

Tija epruvetei se racordează la capetele de prindere. Raza de racordare trebuie respectată ca mărime, și anume $r=0{,}5d_0$, la secțiunea circulară, și $r=20$ mm, la secțiunea dreptunghiulară. Viteza cu care se aplică încărcarea este prevăzută în prescripțiile standardului amintit.

În urma încercării la întindere se determină:

— rezistența la rupere σ_r:

$$\sigma_r = \frac{P_r}{A_0},$$

în care: P_r este forța maximă citită la mașină;

A_0 — secțiunea, în cm²;

— lungirea specifică la rupere δ:

$$\delta = \frac{l_r - l_0}{l_0} \times 100\%;$$

l_r — lungimea la rupere;

— gîtuirea la rupere ψ:

$$\psi = \frac{A_0 - A_r}{A_0} \times 100\%,$$

unde:

A_r este secțiunea din dreptul gîtuirii, după rupere;

— limita de curgere (la oțeluri) σ_c:

$$\sigma_c = \frac{P_c}{A_0};$$

P_c este forța citită la mașină, atunci cînd acul indicator al mărimii forței se oprește prima dată din mers, deși epruveta continuă să se deformeze. Încercările se pot face cu mașini cu acționare hidraulică, sau cu mecanisme mecanice, sau cu extensometre speciale.

Încercarea la compresiune. Această încercare este cerută și recomandată cu precădere pentru materialele de construcții

Scanned with OKEN Scanner

nemetalice, ca: pietre, betoane, lemn etc. Pentru aceste încercări sînt prevăzute prescripţii în STAS 86-51 pentru lemn, STAS 1275-50 pentru beton şi STAS 1552-50 pentru metale.

Pentru metale se folosesc epruvete de formă cilindrică, cu următoarele dimensiuni:

— epruvete normale, $d=h=30$ mm;
— epruvete proporţionale $d=h=10 \ldots 30$ mm;
— epruvete speciale $d=10 \ldots 30$ mm, $h=2{,}5\ d \ldots 3d$.

Încercarea se face cu ajutorul unor maşini speciale pentru comprimat.

Încercarea la încovoiere. La încercarea de încovoiere se stabileşte corelaţia ce există între forţa aplicată pentru a produce încovoierea şi săgeţile corespunzătoare, iar ca rezultat final se determină şi rezistenţa de rupere prin încovoiere. Se fac încercări la încovoiere mai ales pentru fontă după STAS 1660-50.

Încercarea la răsucire. Se utilizează rar. Se fac astfel de încercări pentru lemn conform STAS 1037-50 şi pentru sîrmele folosite în construcţia cablurilor.

9.1.2. **Maşinile pentru încercări statice ale materialelor.** Maşinile pentru încercarea materialelor pot fi împărţite după felul încercării:

— maşini pentru încercări de întindere;
— maşini pentru încercări de compresiune;
— maşini pentru încercări de răsucire;
— maşini pentru încercări de încovoiere;
— maşini universale.

Maşinile pentru încercat materiale se confecţionează astăzi în serie şi tind spre tipuri standardizate. În principiu, o maşină de încercat materiale se compune din două grupe de mecanisme:

— mecanismul de încărcare;
— mecanismul de măsurare.

Mecanismul de încărcare are rolul de a produce forţa necesară şi a o aplica epruvetei şi se realizează de regulă prin mecanisme mecanice sau prin mecanisme hidraulice.

Mecanismul de măsurare are rolul de a măsura forţele şi deformaţiile ce apar în timpul încercării. Se realizează prin mecanisme cu pîrghii pe principiul balanţei (fig. 108, *a* şi *b*); mecanisme cu pendul (fig. 108, *c*) sau mecanisme hidraulice.

Maşinile universale sînt astfel construite, încît cu ele se pot realiza toate încercările statice.

Scanned with OKEN Scanner

În caz că este vorba de aparate fine și de deformații mici, se folosesc aparate speciale, denumite extensometre. La aceste aparate, deformațiile foarte mici, de ordinul micronilor, sînt măsurate cu ajutorul unor comparatoare foarte fine și apoi printr-un sistem de amplificare se transmit la mecanismul de citit.

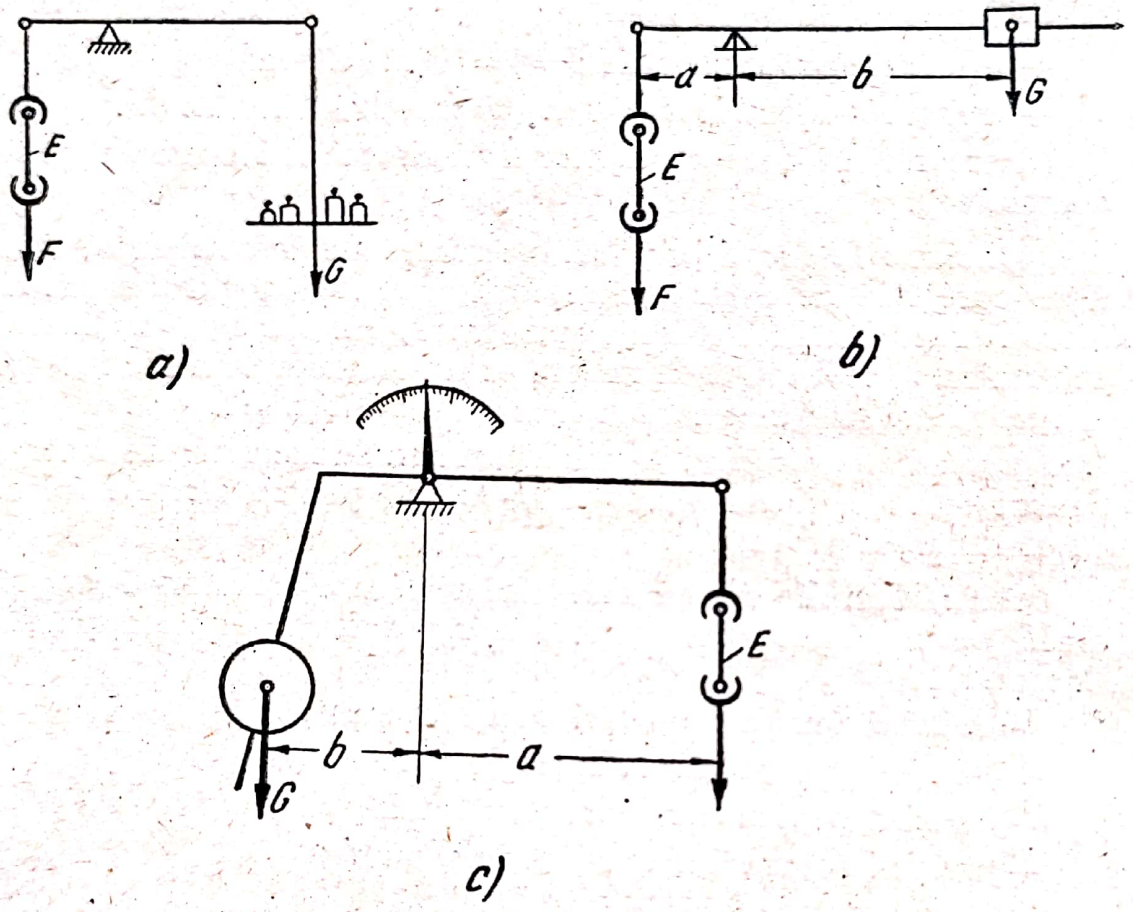


Fig. 108. Schemele mașinilor pentru încercat:
a și b — mecanisme cu pîrghii pe principiul balanței; *c* — mecanism cu pendul.

9.1.3. **Încercările de duritate a materialelor.** Tot din categoria încercărilor statice fac parte și încercările de duritate. Prin duritate se înțelege proprietatea materialelor de a rezista la o acțiune de ordin mecanic care ar tinde să le distrugă suprafața. Între duritate și rezistența la rupere, la întindere, există o legătură strînsă. Din această cauză, de foarte multe ori încercarea la întindere se înlocuiește cu încercarea la duritate. Aceasta prezintă un dublu avantaj: mai întîi prin faptul că nu distruge piesa și apoi prin faptul că nu este necesară instalația de întindere.

Există mai multe metode de a măsura duritatea. Cele mai cunoscute metode sînt:

— metoda Brinell, STAS 165—51;

Scanned with OKEN Scanner

— metoda Vickers, STAS 492—49;
— metoda Rockwell, STAS 493—49.

Între rezistența la rupere σ_r a unui metal și duritatea sa Brinell H_B s-a stabilit o relație de forma generală

$$\sigma_r = CH_B + K,$$

în care coeficienții C și K depind de materialul încercat.

Încercarea durității prin metoda Brinell. Pentru această încercare se folosește o bilă de oțel călit, de diametru D, și se apasă perpendicular pe suprafața plană a epruvetei cu o forță statică P, de mărime bine determinată. În suprafața epruvetei se imprimă o calotă sferică de diametru d. Duritatea Brinell, în kg/m², este dată de relația:

$$H_B = \frac{P}{\frac{\pi D}{2}(D - \sqrt{D^2 - d^2})}.$$

Forța P se aplică lent și se menține aproximativ 15 secunde.

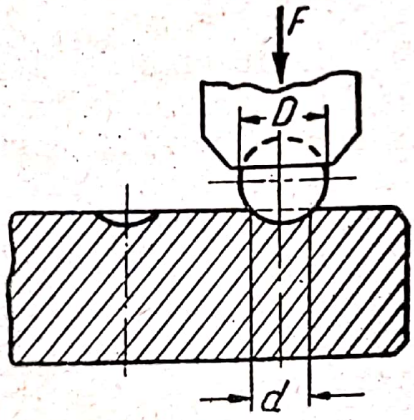


Fig. 109. Măsurarea durității Brinell.

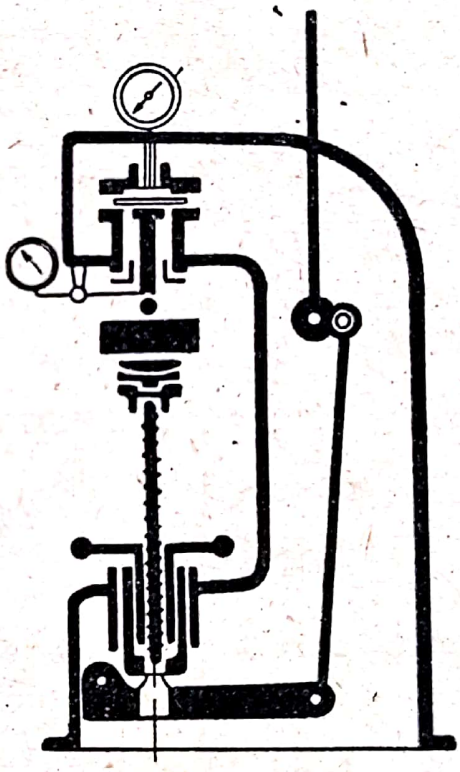


Fig. 110. Schema aparatului Brinell.

La fiecare aparat se dau tabele cu calculele gata stabilite, care dau mărimea durității H_B în funcție de diametrul d al calotei, ce se măsoară după fiecare încercare. În figura 109 se arată modul în care se imprimă calota sferică de către bilă, în suprafața piesei. Bila trebuie să fie din oțel călit, cu suprafața polisată foarte fin și cu diametrul de 10,5 sau 2,5 mm. Bila va avea duritate cît se poate de mare. Piesa de încercat trebuie să aibe suprafața de încercat plană și bine polizată. Grosimea piesei trebuie să fie de cel puțin 10 ori cît adîncimea urmei, pentru

Scanned with OKEN Scanner

ca încercarea să fie valabilă. În figura 110 este arătată schema unui aparat Brinell.

Metoda Vickers şi metoda Rockwell sînt în principiu asemănătoare cu metoda Brinell arătată, diferenţa constînd în forma punctatorului şi în modul de aplicare al sarcinii.

9.1.4. **Încercările materialelor la şoc.** Comportarea materialelor la sarcini aplicate brusc prin şoc este diferită de cazul sarcinilor statice. Încercările la şoc se pot clasifica după felul solicitării în încercări la: întindere, compresiune, încovoiere, răsucire.

Încercarea cea mai utilizată este încercarea la încovoiere, denumită şi încercarea de rezilienţă, ce se face conform STAS 1450-50. Această încercare se face cu o maşină specială, numită ciocan-pendul, a cărei schemă este dată în figura 111. Ciocanul cade de la o înălţime corespunzătoare, asupra unei epruvete E pe care o rupe. Maşina este prevăzută cu mecanisme de măsurat, care dau direct rezultatele încercărilor efectuate.

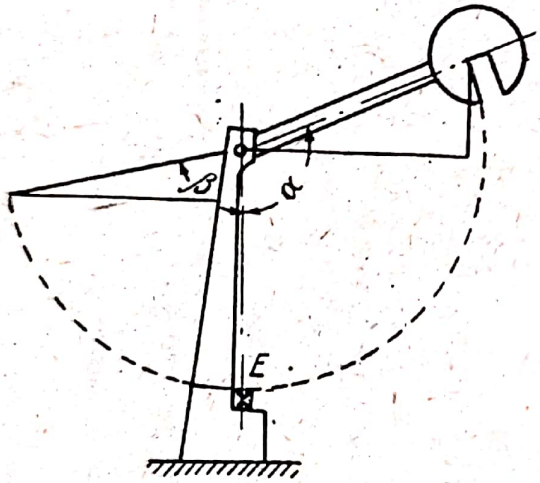


Fig. 111. Ciocan pentru încercarea la şoc.

9.1.5. **Încercările la oboseală.** În cazul sarcinilor aplicate în mod repetat, comportarea materialelor diferă de cea statică. Apare în acest caz fenomenul de oboseală a materialului, care trebuie avut în vedere. Pentru încercările la oboseală se folosesc maşini de încercat speciale, la care pe epruvete bine stabilite se studiază caracteristicile importante ale comportării materialului la oboseală.

Scanned with OKEN Scanner

Partea a II-a

ORGANE DE MAȘINI

10. CONSIDERAȚII GENERALE

Industria constructoare de mașini din R.P.R. se dezvoltă continuu, înzestrînd fabricile, uzinele , întreprinderile de transport și agricole cu mașini de forță, mașini de lucru, aparate și mecanisme, în vederea unei înalte mecanizări și automatizări a producției noastre socialiste.

Mașinile, mecanismele și agregatele folosite în producție sînt construite din organe de mașini și elemente componente ale acestora.

Organele de mașini sînt părți constructive care intră în compunerea diferitelor mașini, agregate, mecanisme și pot fi calculate și proiectate separat.

Prin mecanism se înțelege o reunire de elemente mobile în scopul transmiterii mișcării și forței.

Organele de mașini intră în compunerea mașinilor și instalațiilor mecanice.

Orice instalație mecanică constă din trei părți distincte, și anume: mașina de forță, mecanismul de transmisie și mașina-unealtă sau de lucru.

Se numește mașină un mecanism sau un complex de mecanisme destinat să execute lucrul mecanic util cerut și care este legat de procesul de producție sau de un proces de transformare a energiei.

Mașinile se împart în două grupe: mașini de forță și mașini de lucru.

Mașinile de forță — motoarele — transformă un fel de energie în lucru mecanic, necesar pentru punerea în mișcare a mașinii de lucru.

Din această grupă fac parte: motoarele termice, motoarele electrice, turbinele hidraulice, motoarele eoliene, motoarele care folosesc energie nucleară etc.

Scanned with OKEN Scanner

Mașinile de lucru execută modificarea formei sau poziției materialului, sau a obiectului prelucrat.

Din această grupă de mașini fac parte mașinile folosite în industria prelucrătoare și în agricultură, cum sînt: mașinile-unelte, mașinile textile, combinele, mașinile agricole, macarale, transportoarele, pompele etc.

Mașinile de lucru în care toate operațiile de lucru se execută de mecanisme adecvate, fără participarea omului, și care au nevoie numai de un control din partea omului asupra funcționării lor se numesc mașini automate.

Studiul organelor de mașini introduce tehnicienii și elevii în sfera cunoștințelor tehnice generale și de specialitate pentru construcția și întreținerea mașinilor. Progresul în construcția de mașini impune lărgirea și aprofundarea studiului organelor de mașini.

În țara noastră se dezvoltă proporțional toate ramurile economiei naționale, în special se dezvoltă industria grea, cu pivotul ei industria constructoare de mașini, care asigură cu utilaje tot mai perfecționate industria noastră socialistă, care se dezvoltă continuu, într-un ritm rapid și la un nivel tehnic tot mai ridicat.

Prin folosirea tehnologiei înaintate de producție se obțin piese mai bune, mai rezistente și la un preț de cost redus.

Mașinile moderne de forță, de lucru, de transport și diferite mecanisme sînt solicitate în timpul funcționării lor la sarcini dinamice variabile, la care piesele componente trebuie să reziste. O piesă executată dintr-un material corespunzător rezistă mai bine cînd suprafața piesei este prelucrată cu îngrijire, la dimensiunile stabilite și cu gradul de precizie și de calitate corespunzător scopului funcțional al piesei. În timpul exploatării se produc în piese concentrări de tensiune la racorduri și la crestături (cauze constructive), la urmele de prelucrare mecanică (cauze tehnologice), sau la rizuri și coroziuni (cauze de exploatare). Concentrările de tensiune se reduc folosindu-se diferite metode pentru mărirea rezistenței superficiale a pieselor.

Metodele folosite mai mult pentru mărirea rezistenței suprafeței pieselor sînt tratamentele termice și tratamentele termochimice. Uzinele noastre folosesc ca metode de mărire a rezistenței superficiale: călirea, călirea prin curenți de înaltă frecvență, fosfatarea, rularea cu role la piese simple , ecruisajul cu jet de alice și acoperiri electrolitice pentru mărirea rezistenței la coroziune a organelor de mașini.

Scanned with OKEN Scanner

Metodele de mărire a rezistenţei superficiale a pieselor deschid perspective mari pentru mărirea durabilităţii de funcţionare a pieselor şi dau siguranţă în exploatarea maşinilor.

Îmbunătăţirea calităţii materialelor, cunoaşterea forţelor şi modul cum lucrează aceste forţe asupra organelor de maşini, cunoaşterea tehnologiei de execuţie a acestora aduc o preţioasă contribuţie la dezvoltarea industriei constructoare de maşini, la buna întreţinere şi folosire a maşinilor şi instalaţiilor mecanice.

Prin reducerea consumurilor specifice de materiale, prin folosirea raţională a diferitelor calităţi de material, prin alegerea celor mai potrivite forme constructive ale mecanismelor şi organelor de maşini, se realizează produse de calitate, durabile şi la un preţ de cost redus.

10.1. Scurt istoric asupra studiului organelor de maşini

Matematicienii şi fizicienii din antichitate s-au ocupat cu mecanica şi au cunoscut pîrghia, şurubul, pana, roţile dinţate etc.

În secolul al XV-lea, Leon Battista a efectuat direct studii asupra şuruburilor. În anul 1725 se înfiinţează Academia de Ştiinţe de la Petersburg; printre cercetători s-a relevat marele savant rus M. V. Lomonosov. Această instituţie a contribuit la dezvoltarea şi sistematizarea studiului organelor de maşini.

Academicianul rus I. V. Kraft din Petersburg a elaborat manualul de mecanică aplicată *Scurt îndreptar asupra cunoaşterii maşinilor simple şi complexe* (1738).

Studiul sistematic al organelor de maşini a început însă să se cristalizeze abia către mijlocul secolului al XIX-lea. Nicolae Iastrjembsk, în cursul de *Mecanică practică* apărut în 1838 la Petersburg, a creat începutul de tratare a problemelor din domeniul organelor de maşini la un nivel ridicat.

I. A. Visnegradski, în jumătatea a doua a secolului XIX-lea, a elaborat lucrări asupra construcţiei raţionale a maşinilor. Un studiu sistematic asupra organelor de maşini s-a făcut la Institutul tehnologic practic din Petersburg, unde s-a predat primul curs de *Organe de maşini* de către prof. V. L. Kirpicev (1845—1913); manualul a fost editat în anul 1881.

La începutul secolului al XX-lea au apărut lucrări în domeniul organelor de maşini elaborate de prof. P. K. Hudeakov,

Scanned with OKEN Scanner

A. I. Jidorov şi mai recent lucrări ale prof. V. A. Dobrovolski, V. S. Poleakov şi alţi cercetători contemporani.

O dezvoltare largă au căpătat lucrările din domeniul organelor de maşini; au fost stabilite metode generale pentru calculul productivităţii maşinilor şi liniilor automate şi căile pentru construirea maşinilor şi fabricilor automatizate.

10.2. Obiectul studiului organelor de maşini

Studiul organelor de maşini implică cunoştinţe dintr-o serie de ramuri ale ştiinţei şi tehnicii. Organele de maşini au diferite forme constructive, unele au rolul de a transmite mişcările şi forţele, iar pentru studierea acestora sînt necesare cunoştinţe de geometrie, de mecanică. Luîndu-se în consideraţie solicitările la care sînt supuse organele de maşini, sînt necesare cunoştinţe de rezistenţa materialelor, de tehnologie mecanică, de metalografie, iar pentru efectuarea calculelor de dimensionare sau de verificare sînt necesare cunoştinţe de matematică şi de desen tehnic, în vederea reprezentării grafice a organelor de maşini — precum şi a studierii lor.

Rezistenţa materialelor cercetează şi elaborează metode generale de calcul numai prin prisma rezistenţei mecanice. Studiul organelor de maşini cuprinde calculul şi descrierea organelor de maşini ca piese ale maşinilor. Acest studiu ia în consideraţie forţele şi ansamblul condiţiilor de exploatare, foloseşte prin adaptare şi asimilare metodele date de rezistenţa materialelor, ţine seama de posibilităţile tehnologice de execuţie, urmăreşte forma pieselor şi economia de material şi manoperă, legînd calitatea suprafeţelor şi jocurile de scopul funcţional şi de durabilitatea organelor respective, ţinînd cont de tehnica securităţii muncii şi de realizarea unui preţ de cost minim.

Studiul organelor de maşini constituie o punte de trecere spre studiul construcţiilor de maşini, unde cunoştinţele sînt completate cu principiile energetice şi cu specificul constructiv al domeniului respectiv.

Conform programei şcolare, studiul organelor de maşini cuprinde:

— organele de asamblare;
— organele mişcării de rotaţie;
— organele transmisiilor mecanice;
— organele de transformare a mişcării;

Scanned with OKEN Scanner

— organele pentru reţinerea, conducerea şi comanda circulaţiei fluidelor;

— ungerea şi intreţinerea organelor de maşini.

La clasificarea organelor de maşini se are în vedere rolul funcţional şi diferitele tipuri constructive ale acestora.

Ca element component al maşinii sau al unui mecanism, un organ de maşină trebuie să îndeplinească următoarele condiţii:

— să corespundă scopului pentru care a fost construit, avînd în vedere rolul funcţional pe care îl are în ansamblul maşinii: la îndeplinirea acestei condiţii trebuie să se ţină seama de felul maşinii şi a construcţiei: dacă este o maşină de forţă, de lucru, de transport sau este o instalaţie stabilă; dacă construcţia este nouă — prototip, sau trebuie îmbunătăţiri la maşinile existente;

— să prezinte siguranţă în exploatare, adică să reziste solicitărilor la care este supus. Îndeplinirea acestei condiţii implică cunoaşterea forţelor, vitezelor, temperaturii mediului în care lucrează piesa, a fenomenelor de coroziune şi efectuarea calculelor aferente de rezistenţă, de deformaţii, de vibraţii, de tensiuni şi deformaţii termice etc.;

— să asigure o durată mare de funcţionare în raport cu calitatea materialului, cu precizia de execuţie şi cu tratamentele termice pentru creşterea durităţii suprafeţei pieselor şi a rezistenţei la uzură;

— să poată fi executat şi montat uşor, folosindu-se materiale uşor de prelucrat şi forme constructive cît mai simple şi standardizate;

— să aibă un preţ de cost cît mai redus de fabricaţie şi în exploatare. Această condiţie se poate îndeplini prin folosirea metodelor tehnologice de fabricaţie corespunzătoare la nivelul tehnicii moderne şi prin întrebuinţarea cu grijă a organelor de maşini.

Economia în construţia de maşini se poate realiza prin:

— alegerea celei mai potrivite metode de execuţie a pieselor;

— stabilirea unei forme constructive cît mai simple, uşor de realizat;

— stabilirea corespunzătoare a adaosurilor de prelucrare;

— alegerea unor toleranţe de prelucrare potrivite condiţiilor de funcţionare a piesei;

— folosirea materialelor şi pieselor standardizate.

Scanned with OKEN Scanner

Economia în exploatare a organelor de mașini se realizează prin reducerea uzurii, prin siguranța și ușurința deservirii, prin consum redus de materiale de întreținere a organelor de mașini.

10.3. Standardizarea organelor de mașini

Prin standardizare, în domeniul industrial, se înțelege reglementarea unor probleme tehnico-științifice din procesul de fabricație pentru obținerea unei producții sporite și de calitate. Această reglementare tehnico-științifică pentru realizarea produselor este stabilită prin standardele de stat (STAS), care în forma generală conțin: generalități asupra obiectului tratat, domeniul de aplicare, notarea, clasificarea; condițiile tehnice cu caracteristicile de formă, dimensiuni, de calitate și toleranțe; condiții de recepție cu operațiile pentru controlul calității produselor.

La unele produse, după natura lor se mai prevăd în standardele de stat condiții de analiză, de încercări, de marcare, de ambalare, de transport și depozitare.

Standardele de stat sînt folosite în procesul de producție în mod obligatoriu și trebuie respectate atît de uzina producătoare de bunuri, cît și de către consumator și beneficiari.

Standardele de stat prezintă importante avantaje pentru dezvoltarea producției și pentru îmbunătățirea calității produselor. Ele sînt tot mai mult introduse în industria noastră socialistă.

Un avantaj important prezintă standardizarea prin aceea că simplifică varietatea de produse cu caracteristici apropiate, eliminînd pe cele mai puțin folosite în industrie și limitează tipurile admise pentru producție. Caracteristicile tehnice, de formă, dimensiunile și de calitate ale tipurilor constructive precizate de STAS asigură interschimbabilitatea pieselor.

Interschimbabilitatea este posibilitatea de a înlocui unele piese cu altele de același fel, chiar de diferite proveniențe (de la diferiți producători); interschimbabilitatea are scopul să asigure aprovizionarea cu piese de schimb care se execută în serie. Standardizarea, ca instrument al economiei socialiste, contribuie la organizarea rațională a producției, la reducerea timpului de proiectare, la realizarea economiilor de materiale și manoperă; în esență, contribuie la obținerea unei producții sporite și de calitate, la realizarea planurilor economice de stat și la ridicarea bunăstării materiale a oamenilor muncii.

Scanned with OKEN Scanner

10.4. Noțiuni despre toleranțe și ajustaje

Piesele se execută în general cu abateri, în limite admisibile față de dimensiunea lor nominală, putînd fi montate fără o altă prelucrare. Avînd în vedere rolul funcțional al pieselor, acestea se execută în serie pentru dimensiuni cuprinse între două limite (superioară și inferioară) prescrise în desenele de execuție. Respectîndu-se aceste prescripții se realizează montarea și se asigură interschimbabilitatea pieselor.

Dimensiunea este caracteristica liniară care determină mărimea piesei (D — diametrul; L — lungimea).

Dimensiuni limită sînt cele două dimensiuni (D_{max}, D_{min} sau L_{max}, L_{min}) între care trebuie să fie cuprinsă dimensiunea efectivă a piesei executate. Dimensiunea nominală N este dimensiunea față de care se prescriu în desenele de execuție abaterile admisibile.

Abaterea admisibilă față de dimensiunea nominală are două limite (fig. 112), în care:

— abaterea superioară $A_s = D_{max} - N$;

— abaterea inferioară $A_i = D_{min} - N$.

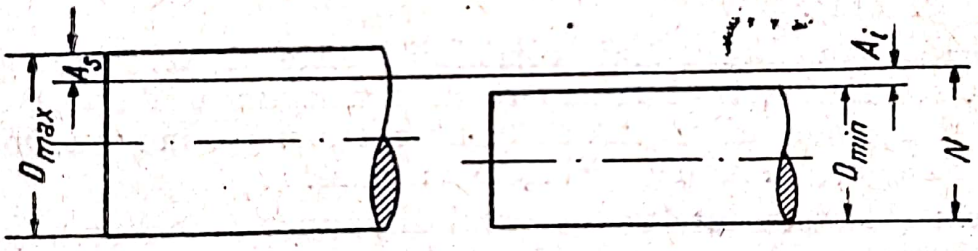


Fig. 112. Abaterea superioară și abaterea inferioară față de dimensiunea nominală.

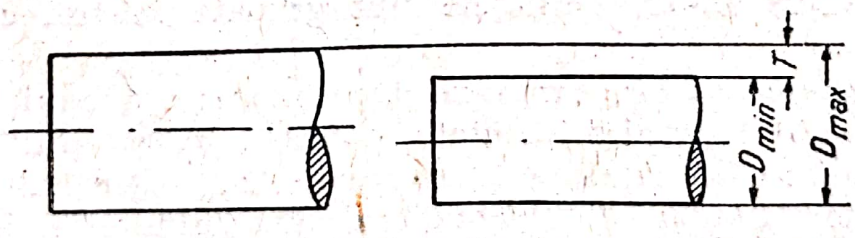


Fig. 113. Dimensiunile limită și toleranțe (cîmpul de toleranță).

Toleranța T (cîmpul de toleranță) (fig. 113) este diferența dintre dimensiunea maximă și dimensiunea minimă:

$$T = D_{max} - D_{min}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Toleranța reprezintă o prescripție de precizie pentru execuția pieselor. Cu cît sînt mai restrînse toleranțele prescrise pentru dimensiuni, cu atît și piesele au un grad de finețe (de netezime) mai mare pentru prelucrarea suprafețelor. Piesele cu toleranțe foarte mici necesită o mai mare atenție la executarea și recepționarea lor. După mărimea toleranțelor s-au stabilit prin standardele de stat 10 clase de precizie. Clasele de precizie de la 1 la 7 se folosesc pentru dimensiunile pieselor care formează ajustaje, iar clasele de precizie 8, 9, 10 se folosesc pentru dimensiunile libere ale pieselor care nu formează ajustaje. Cifrele mici ale claselor de precizie indică o precizie mai mare în execuția pieselor, adică toleranțe mai mici. Clasa de precizie *1* reprezintă cel mai înalt grad de precizie.

Orice prescripție de precizie trebuie controlată la dimensiunile pieselor, la forma geometrică și la poziția lor pentru montare.

Corpurile cu suprafețe cilindrice — la montare — au o suprafață cuprinzătoare, numită alezaj, și o suprafață cuprinsă, numită arbore.

După cum sînt dimensiunile alezajului față de cele ale arborelui, montarea pieselor poate fi cu joc (*J*) sau cu strîngere (*S*) (fig. 114).

Piesele au dimensiuni admisibile între două limite (superioară și inferioară) și în raport cu dimensiunea limită a alezajului și a arborelui rezultă la montarea lor: joc maxim, joc minim, strîngere maximă, strîngere minimă.

Prin ajustaj se înțelege raportul din punct de vedere al jocului sau al strîngerii care există între două grupe de piese (un grup de alezaje și un grup de arbori) de același diametru nominal, în care piesele urmează să fie asamblate două cîte două.

Prin STAS 48-52, ajustajele sînt grupate în trei categorii (fig. 115).

a. *Ajustajul cu joc*, caracterizat prin prezența unui joc minim între cele două piese montate, obținut, prin faptul că diametrul minim al alezajului este mai mare decît diametrul maxim al arborelui. Cîmpul de toleranță al alezajului este deasupra cîmpului de toleranță al arborelui.

b. *Ajustajul cu strîngere*, caracterizat prin prezența unei strîngeri între suprafețele montate, obținut prin faptul că diametrul alezajului (chiar cel maxim) este mai mic decît diametrul minim al arborelui. Întregul cîmp de toleranță al alezajului se află sub cîmpul de toleranță al arborelui. Asamblarea se realizează datorită

Scanned with OKEN Scanner

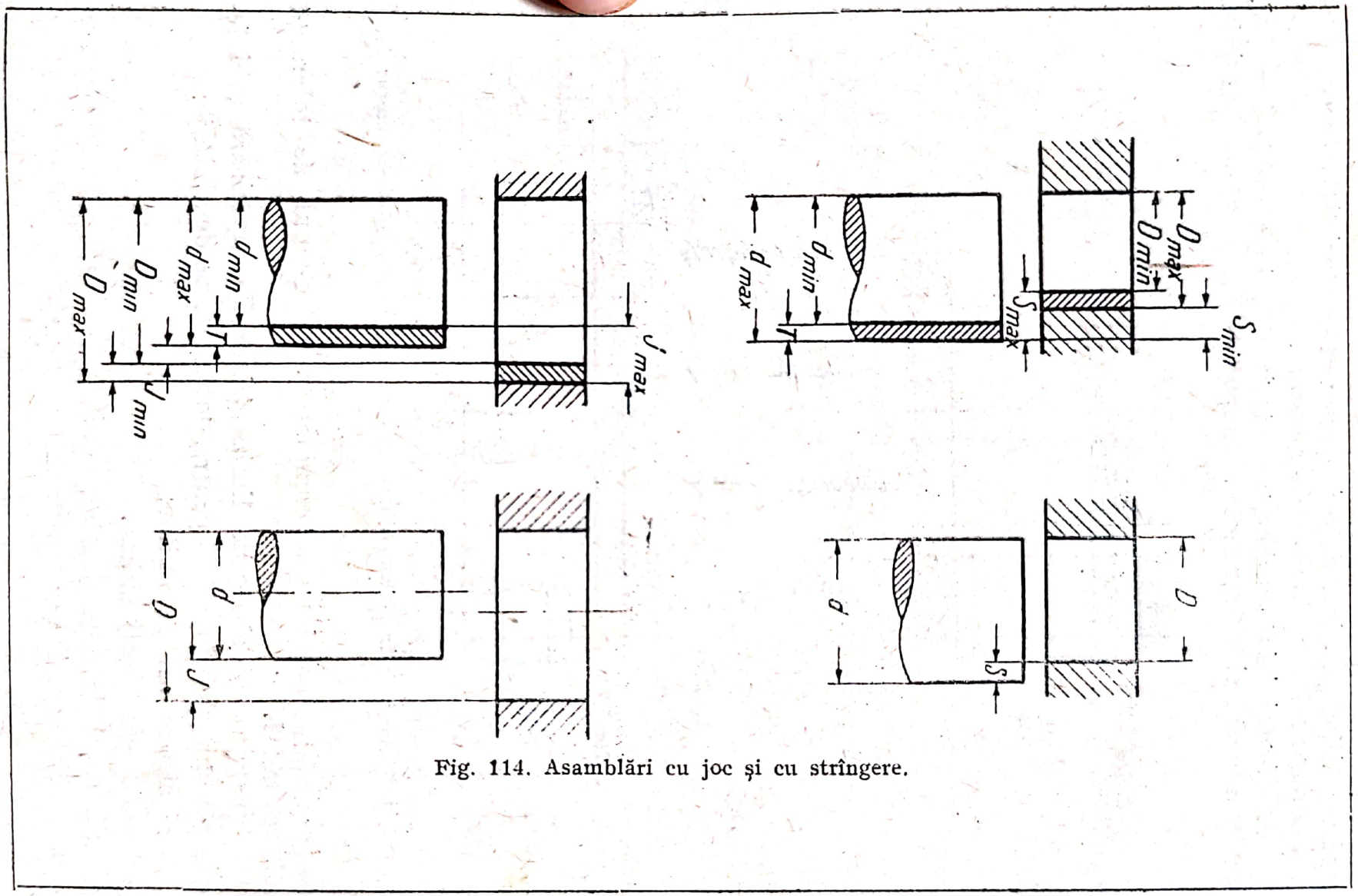


Fig. 114. Asamblări cu joc și cu strîngere.

deformaţiilor elastice, fie prin presare fie folosind încălzirea piesei corespunzătoare înainte de montare.

c. *Ajustajul intermediar*, caracterizat prin asamblări cu joc, cît şi asamblări cu strîngere. Cîmpul de toleranţă al alezajului

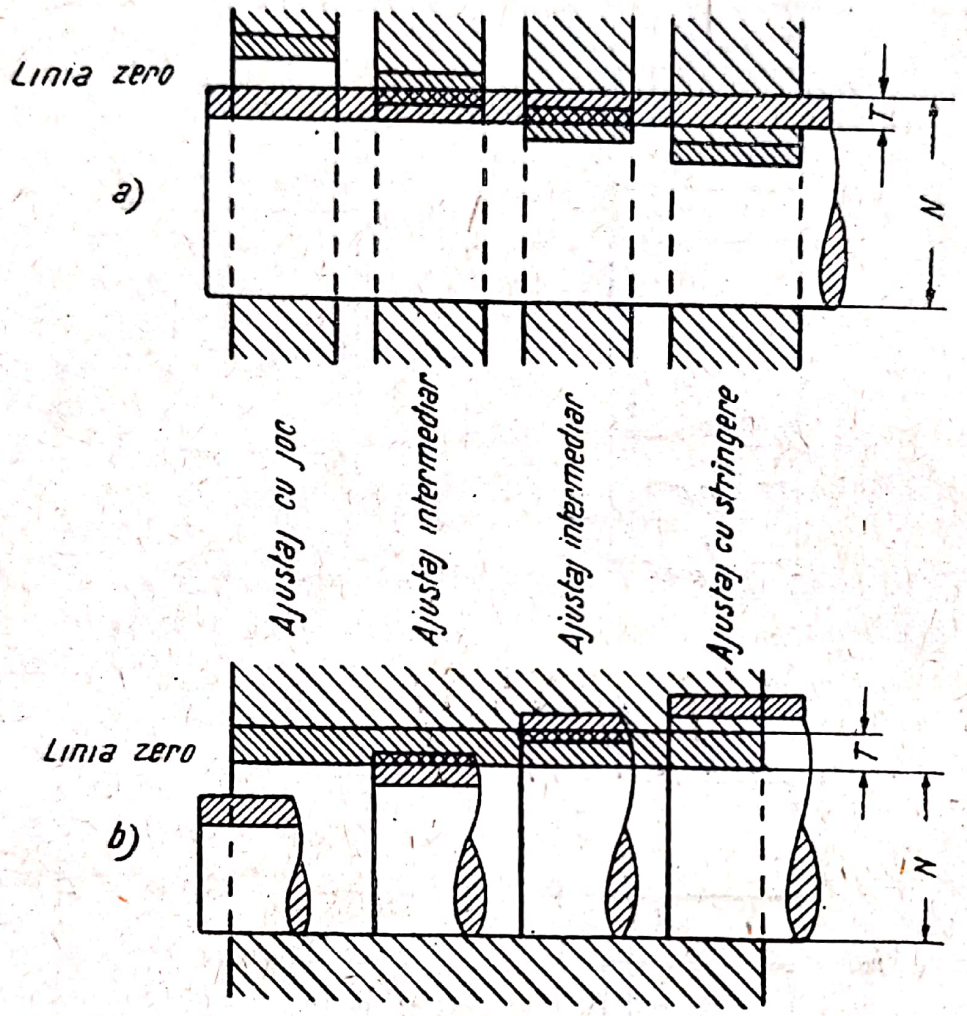


Fig. 115. Ajustaje în sistem arbore unitar (*a*) şi în sistem alezaj unitar (*b*).

se suprapune parţial sau complet peste cîmpul de toleranţă al arborelui.

Ajustajele şi abaterile limită (abaterile superioară şi inferioară) sînt date în STAS pentru două sisteme de ajustaje:

— sistem arbore unitar;

— sistem alezaj unitar.

Sistemul de ajustaj arbore unitar (fig. 115, *a*) se caracterizează prin menţinerea constantă a cîmpului de toleranţă al arborelui.

Scanned with OKEN Scanner

Sistemul arbore unitar este recomandabil atunci cînd pe arborii rezemaţi pe mai multe lagăre se montează diferite organe, aşa că este mai convenabilă executarea unui arbore cu diametrul constant. Asemenea exemple sînt la transmisii, maşini agricole, maşini textile, maşini de ridicat.

Sistemul alezaj unitar (fig. 115, *b*) se aplică la piese cu diametre foarte diferite; se aplică în construcţia locomotivelor, a vagoanelor, a maşinilor-unelte, a compresoarelor, a pompelor centrifuge, a maşinilor grele.

Alegerea sistemului de ajustaj arbore unitar sau alezaj unitar depinde de caracterul asamblărilor, de posibilităţile de control cît şi de economia executării asamblărilor; în construcţia unor aparate de mecanică fină, de maşini electrice, de autovehicule se folosesc ambele sisteme de ajustaj.

În tabela 19 se reprezintă sistemele de ajustaje conform STAS 1918-52, indicîndu-se simbolul poziţiei cîmpului de toleranţă pentru alezaje şi arbore.

Tabela 19

Sistemul de ajustaje şi toleranţe STAS 1918-52

Ajustajele standardizate în R.P.R. sînt cuprinse în tabela de mai jos

Caracterul ajustajului	Denumirea ajustajului	Simbolul poziţiei cîmpului de toleranţă	
		Alezaj	Arbore
Ajustaje de strîngere	Ajustaje presate special	SX SV SU	sx sv su
	Ajustaj presat la cald Ajustaj presat Ajustaj presat uşor	SC SB SA	sc sb sa
Ajustaje intermediare	Ajustaj blocat Ajustaj forţat Ajustaj aderent Ajustaj de frecare	TD TC TB TA	td tc tb ta
Ajustaje cu joc	Ajustaj alunecător Ajustaj semiliber Ajustaj liber Ajustaj larg Ajustaj foarte larg	JE JD JC JB JA	je jd jc jb ja

Scanned with OKEN Scanner

Prin asamblarea alezajelor cu arbori care au același simbol, rezultă ajustajele indicate în tabela 19.

De exemplu, alezajul JE cu arborele je dau un ajustaj alunecător. Pot fi însă obținute diferite ajustaje și prin combinarea unui anumit alezaj cu arbori avînd toleranțe diferite, de exemplu alezajul TD_1 cu arborele je_1 care , la asamblare, for-

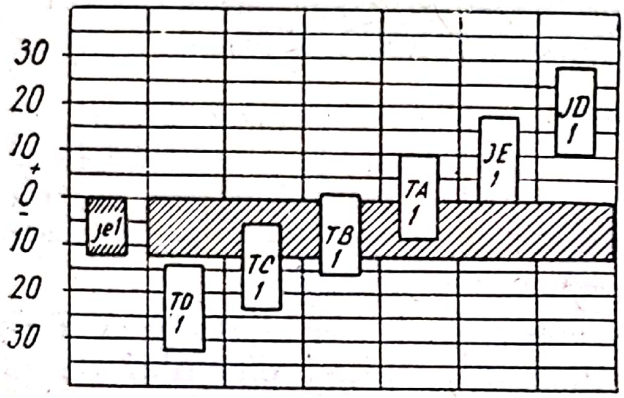


Fig. 116. Ajustaje pentru diametre nominale $d=50-80$ mm, în sistemul arbore unitar, clasa de precizie I.

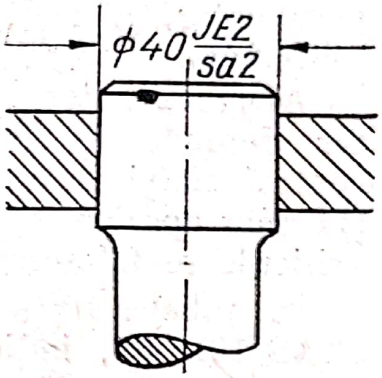


Fig. 117. Reprezentarea ajustajelor în cotare.

mează un ajustaj cu strîngere (fig. 116), deoarece cîmpul de toleranță al alezajului se află sub cîmpul de toleranță al arborelui (cifra 1 indică clasa de precizie).

Simbolul unui ajustaj se reprezintă ca în figura 117, indicîndu-se la numărătorul fracției cîmpul de toleranță a alezajului, iar la numitor cîmpul de toleranță al arborelui. Calitatea de prelucrare a suprafețelor se prescrie conform STAS 612-49 (tabela 20), indicîndu-se exemple de utilizare pentru diferite calități ale suprafețelor prelucrate.

10.5. Coeficienții de siguranță și calculul de rezistență al organelor de mașini

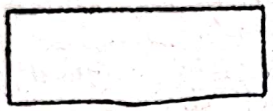
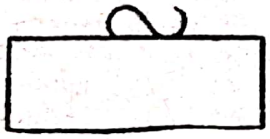
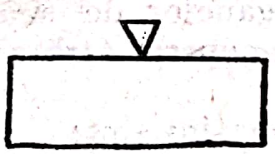
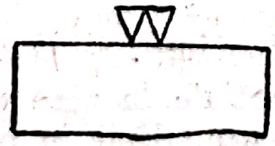
Prin calcul se stabilește legătura între dimensiunile piesei, mărimea solicitărilor și natura materialului. Calculul dimensional constituie un element esențial al realizării organelor de mașini, avîndu-se în vedere condițiile ce se impun acestora în exploatare.

Dimensionarea impune cunoașterea condițiilor de exploatare, a forțelor și variația lor în timp, folosirea de calcule corecte corespunzătoare condițiilor de funcționare a organului de

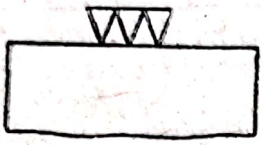
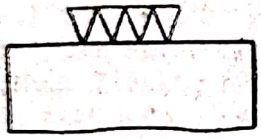
Scanned with OKEN Scanner

Tabela 20

Netezimea suprafeţelor pieselor prelucrate se indică prin semne de calitate conform STAS 612-49

Semne de calitate	Clasificarea suprafeţelor după calitate	Exemple de utilizare (cu titlu informativ)
Fără semn 	Suprafeţe pentru care nu se cere o condiţie de calitate, ele rămînînd în stare brută, aşa cum rezultă din laminare, forjare, turnare, presare, sudare, tăiere oxiacetilenică etc. Ele pot fi eventual debavurate.	Suprafeţe brute de contact la construcţii metalice; suprafeţe supuse chituirii şi vopsirii: majoritatea suprafeţelor libere, adică a acelor ce nu vin în contact cu alte organe de maşini: suprafeţe care sînt în contact cu lemn sau zidărie etc.
Semnul ~ 	Suprafeţe ca cele precedente, dar cu aspect mai neted, obţinute fie prin procedee similare celor arătate mai sus, dar mai îngrijit executate, fie prin retuşare cu pila, polizorul etc.	Suprafeţe în contact cu alte piese, în cazul toleranţelor mari (roţi dinţate brute etc.); suprafeţe cu tablă, piele, ţesături: suprafeţe ce se vopsesc fără a necesita o chituire prealabilă etc.
Un triunghi 	Suprafeţe prezentînd asperităţi bine vizibile şi palpabile, rezultînd însă dintr-o prelucrare mai îngrijită, ca de exemplu: suprafeţe obţinute prin una sau mai multe operaţii de degroşare, laminare precisă etc.	Suprafeţe de contact şi de sprijin în asamblările fixe; suprafeţe de contact care nu necesită etanşeitate etc.
Două triunghiuri 	Suprafeţe prezentînd asperităţi vizibile cu ochiul liber şi încă palpabile, ca de exemplu: suprafeţe obţinute printr-una sau mai multe operaţii obişnuite de finisare.	Suprafeţe exterioare, vizibile, ale organelor de maşini, care trebuie să fie netede, ca de exemplu: axele maşinilor; suprafeţe de contact şi de sprijin la ajustaje presate şi intermediare, relativ precise; suprafeţe de contact care necesită etanşeitate, pentru obţinerea căreia este totuşi necesară întrebuinţarea de garnituri; suprafeţe de contact la roţile dinţate prelucrate normal etc.

Scanned with OKEN Scanner

Trei triunghiuri 	Suprafețe pe care asperitățile se disting greu cu ochiul liber, dar nu mai sînt palpabile, ca de exemplu: suprafețe obținute printr-una sau mai multe operații de finisare precisă.	Suprafețe de alunecare și rulare ale cuzineților; suprafețe de alunecare ale pistoanelor, segmenților, cilindrilor, glisierelor; suprafețele scaunelor supapelor și altele similare, pentru care se cere o etanșeitate perfectă, fără garnituri, suprafețe de contact la roțile dințate de mare viteză; suprafețe de contact supuse la mari eforturi specifice etc.
Patru triunghiuri 	Suprafețe pe care asperitățile nu se pot distinge cu ochiul liber, aspectul lor fiind perfect lucios (oglindă), ca de exemplu: suprafețele obținute prin polizare, rodare.	Suprafețele rolelor, bilelor și căilor de rostogolire ale rulmenților; suprafețele pistoanelor și cilindrilor la pompe de injecție pentru combustibil lichid; suprafețe de contact ale calibrelor etc.

mașină. La dimensionarea și proiectarea organelor de mașini se are în vedere economia de material și manopera, fără a periclita rezistența lor în exploatare.

Forțele care lucrează asupra organelor de mașini sînt:

a) Din punct de vedere al originii lor:

— forțe masice, ca: greutatea proprie, inerția maselor, acțiunea magnetică repartizată în întreg volumul piesei;

— forțe exterioare — transmise prin piesele în contact sau prin efectul mediului cu care piesele sînt în contact (forțele de apăsare a unui arbore în lagărul de susținere, forța de împingere a pistonului datorită presiunii vaporilor, sau a exploziei mediului carburant).

b) Din punct de vedere al variației lor în timp:

— forțe statice, cînd acestea se aplică lent de la zero pînă la valoarea nominală la care rămîn constante, dînd în piese solicitări statice;

— forțe dinamice, cu acționare specifică rezultată din mișcarea sau din procesul termodinamic ce are loc în cilindrii mașinilor de forță; aceste forțe pot avea o variație în timp,

Scanned with OKEN Scanner

rezultînd în piese solicitări variabile periodice, sau solicitări cu variaţie bruscă (cu şoc).

Eforturile unitare ce apar sub acţiunea forţelor au în mod corespunzător caracterul solicitărilor date de forţe. În cazul solicitărilor variabile apare fenomenul de oboseală a materia-

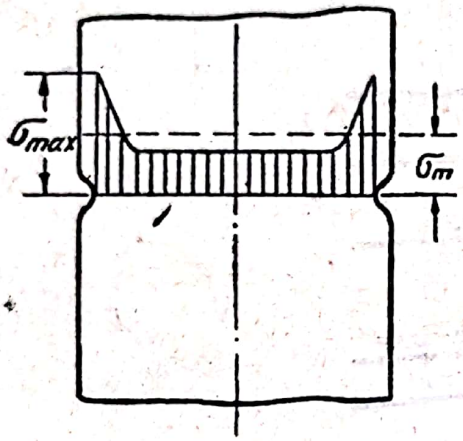


Fig. 118. Concentrarea eforturilor unitare la crestături în piese.

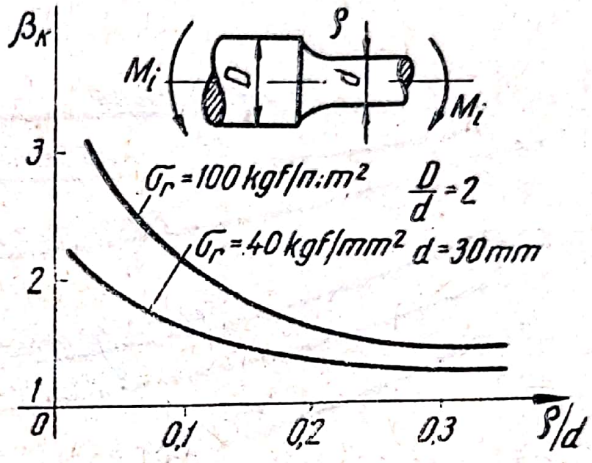


Fig. 119. Coeficientul β_k de concentrare a tensiunilor la diferenţe de dimensiuni ale secţiunilor piesei.

lului. La piesele supuse solicitărilor variabile se face o verificare de rezistenţă la oboseală, calculîndu-se coeficientul de siguranţă.

Factorii care influenţează rezistenţa la oboseală a organelor de maşini sînt:

— concentrarea eforturilor unitare la variaţia de secţiuni; la crestături, prin concentrări de eforturi, rezistenţa pieselor este slăbită (fig. 118);

— materialul şi tehnologia semifabricatului;

— variaţia sarcinilor;

— tensiunile remanente (uneori cu efect favorabil);

— temperatura (la temperaturi joase, sub zero, rezistenţa la oboseală scade, la temperaturi înalte, rezistenţa la oboseală prezintă variaţii fie favorabile fie nefavorabile, după natura materialelor şi valoarea temperaturilor);

— dimensiunile piesei;

— calitatea suprafeţei şi tratamentele termice, chimice şi mecanice;

— agenţii corosivi.

În figura 119 se reprezintă coeficientul β_k de concentrare a tensiunilor; datorită efectului de crestătură, luat faţă de ra-

portul ρ/d, pentru materiale din oţel cu diferite eforturi unitare de rupere; s-a ales cazul solicitării de încovoiere.

În figura 120 este reprezentat coeficientul de calitate γ, luat în raport cu calitatea suprafeţelor prelucrate şi eforturile unitare de rupere, pentru diferite materiale din oţel.

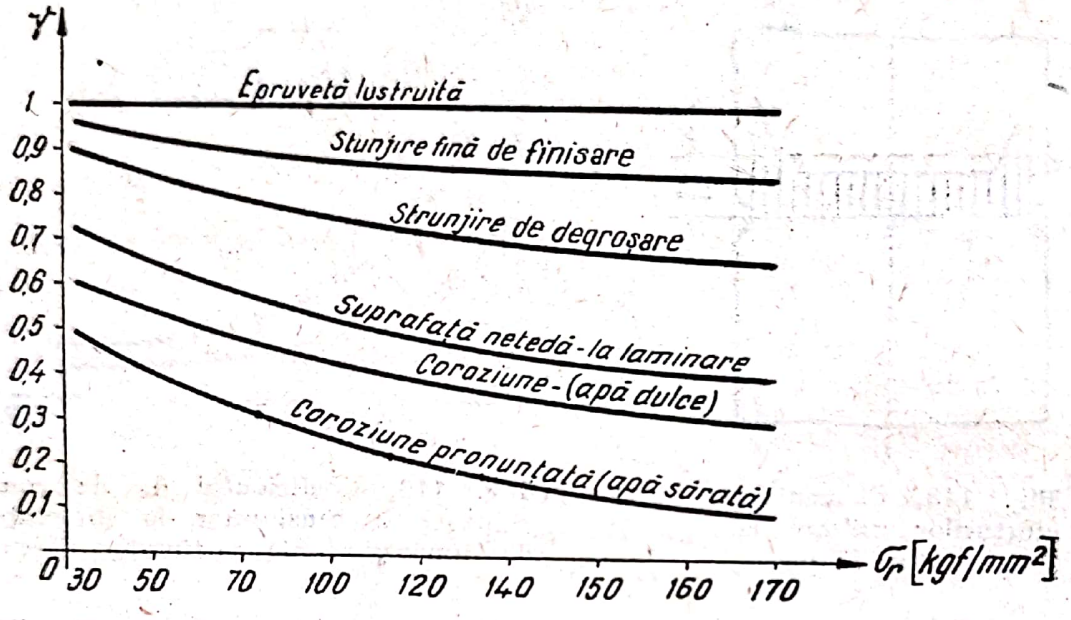


Fig. 120. Coeficientul de calitate γ în raport cu calitatea de prelucrare a suprafeţelor piesei.

În figura 121 este reprezentat factorul dimensional ε în raport cu dimensiunile piesei şi calitatea oţelului.

În figura 122 se reprezintă curbele de rezistenţă la oboseală a materialului în raport cu starea suprafeţei materialului şi numărul de cicluri ale variaţiei solicitărilor.

În figura 123 se reprezintă efectul coroziunii asupra rezistenţei la oboseală a materialului.

La unele organe de maşini se mai fac unele calcule speciale, avînd în vedere rolul lor funcţional în ansamblul maşinii. De exemplu, la un volant se calculează greutatea în raport cu gradul de neregularitate, la lagăre se face un calcul bazat pe teoria hidrodinamică a ungerii în legătură cu parametrii geometrici, de calitate a suprafeţelor şi condiţiilor de exploatare.

Calculele aferente organelor de maşini sînt:

— calculul de rezistenţă şi de deformaţii; la acest calcul se aplică metodele stabilite în partea cursului de rezistenţa materialelor;

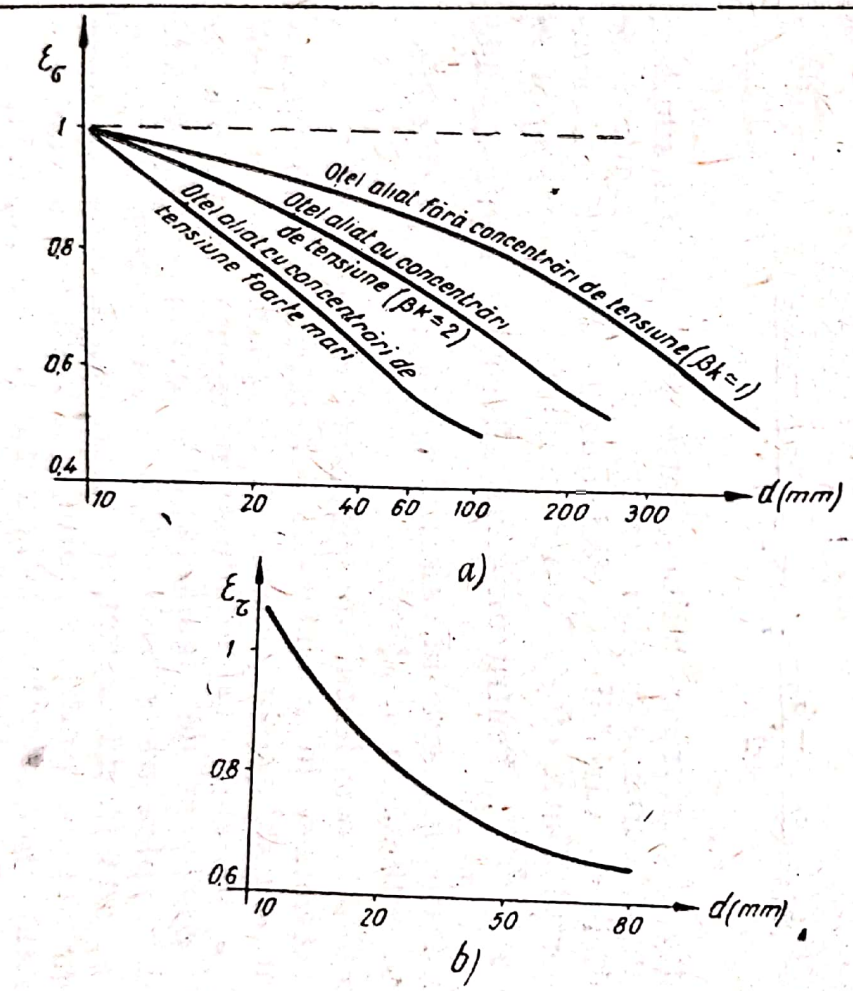


Fig. 121. Factorul dimensional ε, în raport cu dimensiunile piesei și natura materialului:
a — solicitări la încovoiere;
b — solicitări la răsucire.

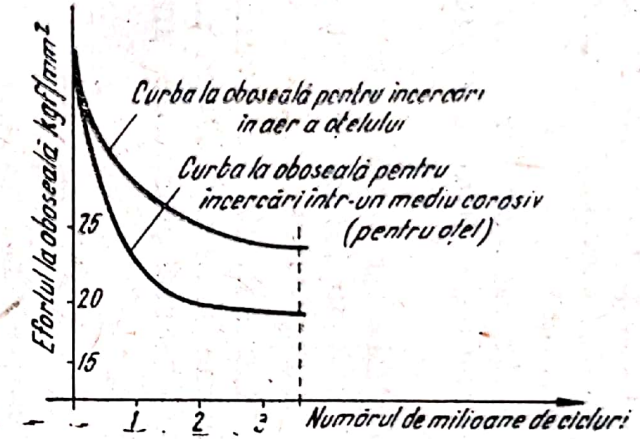


Fig. 122. Curbele de rezistență la oboseală a materialului în raport cu starea suprafeței piesei.

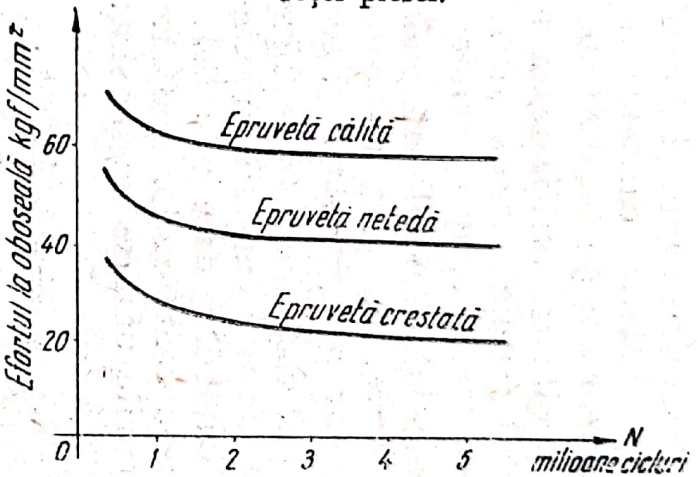


Fig. 123. Efectul coroziunii asupra rezistenței la oboseală a materialului.

— calculul de vibraţii, pentru evitarea efectului dăunător al rezonanţei;

— calculul de uzură şi durabilitate, la care se are în vedere influenţa jocurilor, calitatea suprafeţelor, condiţiile pentru buna comportare şi durabilitate în exploatare;

— calculul de verificare la încălzire, la care se ţine seama de efectul termic asupra pieselor, făcîndu-se dimensionarea corespunzătoare temperaturilor limită;

— calculul economic, alegîndu-se soluţiile care dau piese corespunzătoare, cu preţ de cost redus atît în fabricaţie cît şi în exploatare şi prezentînd şi garanţie în exploatare.

Calculul coeficientului de siguranţă. La solicitările variabile sînt eforturi unitare maxime, minime şi medii. După natura solicitărilor, date în tabela 21, se observă eforturile unitare şi reprezentarea lor grafică.

Eforturile unitare medii sînt:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}.$$

Amplitudinea eforturilor unitare:

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}; \quad \tau_v = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}.$$

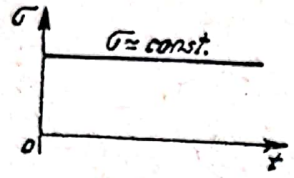
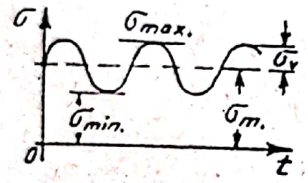
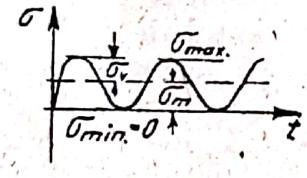
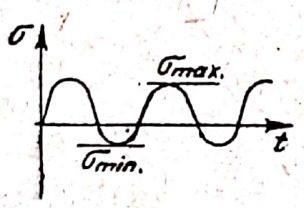
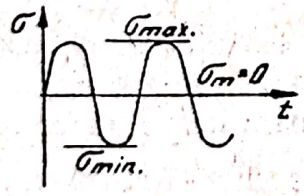
O variaţie a eforturilor unitare între două poziţii similare succesive, după curba efortului unitar, poartă denumirea de ciclu al solicitării variabile. Coeficientul de asimetrie al ciclului este raportul dintre efortul unitar minim şi cel maxim şi se notează cu $r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$. Pentru un ciclu alternant simetric, unde eforturile unitare sînt egale în valori absolute, $r = -1$, iar efortul unitar se notează cu σ_{-1}.

Calculîndu-se coeficientul de siguranţă se face în final o verificare, luîndu-se în consideraţie solicitările variabile periodice şi dimensiunile piesei respective. Se poate face o predimensionare a pieselor, calculîndu-se rezistenţa admisibilă pe baza unui coeficient de siguranţă ales, avîndu-se în vedere condiţiile de exploatare şi solicitările pieselor respective. În acest caz se adoptă un coeficient de siguranţă, deoarece nu se cunosc dimensiunile pentru stabilirea factorilor care influenţează rezistenţa materialului (coeficientul β_k de concentrare a eforturilor unitare, coeficientul de calitate γ şi coeficientul di-

Scanned with OKEN Scanner

Tabela 21

Tipuri caracteristice de solicitări

Prezentare grafică	Tipuri de ciclu de solicitare	Valorile caracteristice σ_{max} σ_{min} σ_m σ_v r
	Solicitare statică	$\sigma_{max} = \sigma_{min} > 0$; $\sigma_m = \sigma_{max} = \sigma_{min}$ $r = +1$
	Ciclu oscilant	$\sigma_{max} > 0$ $\sigma_{min} > 0$ $\sigma_m > 0$ $0 < r < +1$ $\sigma_{max} \neq \sigma_{min}$ $\sigma_v \neq 0$
	Ciclu pulsator	$\sigma_{max} > 0$ $\sigma_{min} = 0$ $\sigma_m = \sigma_v = \frac{1}{2}\sigma_{max}$ $r = 0$
	Ciclu alternant	$\sigma_{max} > 0$ $\sigma_m > 0$ $\sigma_{min} < 0$ $\sigma_v \neq 0$ $-1 < r < 0$ $\sigma_{max} > \lvert \sigma_{min} \rvert$
	Ciclu alternant simetric	$\sigma_{max} = \lvert \sigma_{min} \rvert > 0$ $\sigma_m = 0$ $r = -1$ $\sigma_{min} < 0$ $\sigma_v = \sigma_{max}$

mensional ε). Coeficientul de siguranță este raportul dintre o sarcină critică σ_k și sarcina reală care acționează asupra piesei (σ_{max}).

$$c = \frac{\sigma_k \text{ (piesă)}}{\sigma_{max} \text{ (piesă)}}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Avînd în vedere că pentru sarcinile critice se fac probe de laborator pe epruvete şi că piesele lucrează în condiţii deosebite (rezultate din exploatarea lor) în ansamblul maşinii, coeficientul este corectat cu factori de concentrări de tensiuni de calitate, dimensionali şi de alţi factori determinaţi de condiţiile de funcţionare a piesei (k).

Coeficientul global de siguranţă pentru un ciclu alternant simetric este:

$$K = c\,\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma} \cdot k,$$

iar pentru un ciclu oarecare al solicitării variabile relaţia este

$$K = c\,\frac{1 + \dfrac{\beta_k \cdot \sigma_v}{\gamma_\varepsilon \sigma_m}}{1 + \dfrac{\sigma_v}{\sigma_m}}.$$

Calculul coeficientului de siguranţă în cazul solicitărilor variabile se face după diferite metode. Spre exemplificare se prezintă metoda Soderberg, care este o metodă uzuală în calculul coeficientului de siguranţă pentru solicitări variabile.

Pentru solicitări de încovoiere, coeficientul de siguranţă se calculează cu relaţia

$$C_\sigma = \frac{1}{\dfrac{\beta_{k\sigma}}{\gamma_\sigma \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \dfrac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \dfrac{\sigma_m}{\sigma_c}},$$

iar pentru solicitările de răsucire

$$C_\tau = \frac{1}{\dfrac{\beta_{K\tau}}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma_\tau} \cdot \dfrac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \dfrac{\tau_m}{\tau_c}}$$

În cazul solicitărilor compuse (încovoiere şi răsucire), calculul coeficientului de siguranţă se face pentru fiecare solicitare în parte şi apoi se calculează coeficientul global prin relaţia $\frac{1}{C^2} = \frac{1}{C_\sigma^2} + \frac{1}{C_\tau^2}$ sau prin aducerea la acelaşi numitor şi explicitarea relaţiei; se ajunge la $C = \dfrac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{C_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{C_\tau}\right)^2}}$. Valorile uzuale admisibile ale coeficientului de siguranţă sînt $C = 2 \div 3$. În unele cazuri, după rolul piesei în ansamblul maşinii, coefi-

cientul de siguranţă poate avea valori mai mici sau mai mari: $C = 1{,}5-5$. O altă metodă este calculul coeficientului global

$$K = C\,\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma},$$

care poate fi redat sub forma

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4,$$

în care:

K_1 înglobează coeficienţii de siguranţă parţiali, avînd în vedere gradul de importanţă al piesei în ansamblul maşinii;

K_2 înglobează coeficienţii de siguranţă parţiali, avînd în vedere exactitatea formulelor de calcul;

K_3 înglobează coeficienţii de siguranţă avînd în vedere modul de recepţie a pieselor;

K_4 înglobează coeficienţii avînd în vedere efectul tehnologic şi de calitate a pieselor.

Calculul coeficientului global se face folosind tabele, diagrame, care indică coeficienţii parţiali, parametrii care intervin în calcul, avînd în vedere calitatea suprafeţelor piesei solicitate, natura şi tehnologia materialului, dimensiunile, felul solicitărilor şi condiţiile de exploatare.

Exemplul 1. O bară este solicitată la încovoiere după un ciclu pulsatoriu cu $\sigma_{max} = 8$ kgf/mm². Bara este din OL34 — STAS 500-49. Prin forma barei şi calitatea suprafeţei se alege din tabele (grafice) $\beta_{k\sigma} = 1{,}4$, $\varepsilon_\sigma = 0{,}7$ şi $\gamma_\sigma = 1$. Se cere calculul coeficientului de siguranţă.

Rezolvare:

Se aleg din STAS 500-49 valorile pentru limita de curgere, $\sigma_c = 30$ kgf/mm² şi valorile pentru $\sigma_{-1} = 20$ kgf/mm². Se calculează amplitudinea, în cazul ciclului pulsatoriu, deoarece $\sigma_{min}=0$:

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{8}{2} = 4 \text{ kgf/mm}^2 \text{ şi efortul mediu } \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} =$$

$$= \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{8}{2} = 4 \text{ kgf/mm}^2.$$

Aceste valori se introduc în relaţiile de calcul ale coeficientului de siguranţă după metoda Soderberg

$$C_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma\,\gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}} = \frac{1}{\frac{1{,}4}{0{,}7 \cdot 1} \cdot \frac{1}{20} + \frac{4}{30}} = 1{,}8.$$

Scanned with OKEN Scanner

Exemplul 2. O bară este supusă la încovoiere după un ciclu alternant simetric, cu $\sigma_{max} = 4$ kgf/mm², şi la torsiune după un ciclu pulsator, cu $\tau_{max} = 2$ kgf/mm². Bara este din OL50 — STAS 500-49. Prin forma şi calitatea suprafeţei se alege din tabele (grafice): $\beta_{k\tau} = 1{,}8$; $\varepsilon_\sigma = 0{,}76$; $\gamma_\sigma = 0{,}9$ şi $\beta_{k\tau} = 1{,}6$; $\varepsilon_\tau = 0{,}76$ şi $\gamma_\tau = 0{,}9$. Se cere calculul coeficientului de siguranţă global.

R e z o l v a r e: Se alege din STAS 500-49 $\sigma_c = 32$ kgf/mm², $\tau_c = 17$ kgf/mm², $\sigma_{-1} = 24$ kgf/mm² şi $\tau_{-1} = 14$ kgf/mm². Se calculează:

$\sigma_v = \sigma_{max} = 4$ kgf/mm² (ciclul alternant simetric);

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{4-4}{2} = 0;$$

$$\tau_v = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{2}{2} = 1 \text{ kgf/mm}^2 \text{ (ciclu pulsator);}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{2}{2} = 1 \text{ kgf/mm}^2.$$

$$a)\ C_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}} = \frac{1}{\frac{1{,}8}{0{,}76 \cdot 0{,}9} \cdot \frac{4}{24}} = 2{,}3.$$

$$b)\ C_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_\tau \gamma_c} \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}} = \frac{1}{\frac{1{,}6}{0{,}76 \cdot 0{,}9} \cdot \frac{1}{14} + \frac{1}{17}} = 4{,}4.$$

$$C = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{C_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{C_\tau}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{2{,}3}\right)^2 + \left(\frac{1}{4{,}4}\right)^2}} \cong 2.$$

11. ORGANE DE ASAMBLARE

Organele de asamblare servesc la îmbinarea diferitelor părţi componente ale unei maşini, ale unui mecanism, ale unei construcţii sau instalaţii metalice. După natura lor, asamblările se grupează în trei categorii:

— asamblări nedemontabile;
— asamblări demontabile;
— asamblări elastice.

Scanned with OKEN Scanner

Nituirea, sudarea și lipirea formează grupa asamblărilor nedemontabile.

Îmbinările cu pene, șuruburi și prin strîngere formează grupa asamblărilor demontabile.

Asamblările elastice sînt cele prin arcuri, care prin calitățile de elasticitate ale materialului pot suporta deformații mari sub acțiunea forțelor ce intervin în aceste asamblări.

Asamblările nedemontabile se caracterizează prin aceea că pentru demontarea pieselor îmbinate trebuie distruse elementele de asamblare (forfecarea nitului, tăierea cusăturii de sudură, desfacerea lipiturii).

Asamblările demontabile se caracterizează prin aceea că permit montarea și demontarea fără distrugerea elementelor de asamblare. Asamblările demontabile prezintă avantajul că elementele de asamblare pot fi ușor transportate, iar montarea se poate face la locul unde vor fi folosite. După felul construcției se aleg organele de asamblare, avînd în vedere economia de material și manoperă și siguranță în exploatare.

11.1. Organele asamblărilor nedemontabile

11.1.1. Niturile și nituirea. *Definiții, caracterizare, clasificare.* Niturile sînt organe de asamblare nedemontabile (fig. 124) formate dintr-o tijă cilindrică cu un cap inițial, la montare se formează al doilea cap. Clasificarea niturilor se face după

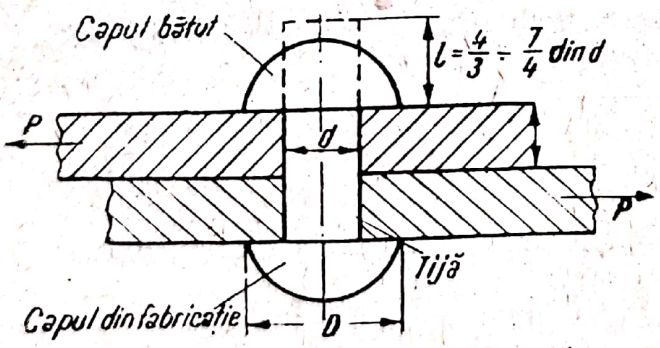


Fig. 124. Asamblarea a două table prin nituri.

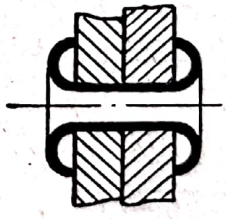


Fig. 125. Nituire tubulară.

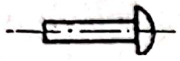
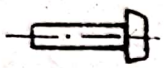
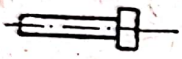
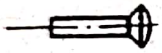
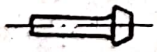
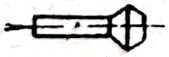
forma capului (tabela 22). După forma secțiunii tijei nitului, se deosebesc: nituri cu corpul plin și nituri tubulare (fig. 125).

Niturile se execută cu mașini speciale, automate, prin presare, rezultînd forma brută cu un cap inițial. Ca materiale

Scanned with OKEN Scanner

Tabela 22

Clasificarea niturilor de oțel
după STAS 796-49

Forma	Denumire	Dimensiuni
A. *Nituri de rezistență*		
	Nit cu cap semirotund	STAS 797-49
	Nit cu cap tronconic	
	Nit cu cap plat (pentru dogărie)	
	Nit cu cap semiînecat (pentru tinichigerie)	STAS 1257-50
B. *Nituri de rezistență — etanșare*		
	Nit cu cap semirotund	STAS 798-49
	Nit cu cap semiînecat	STAS 802-49
	Nit cu cap tronconic	STAS 801-49
	Nit cu cap tronconic și semiînecat	
C. *Nituri de rezistență și rezistență-etanșare*		
	Nit cu cap înecat	STAS 3165-52

Scanned with OKEN Scanner

pentru nituri se folosesc OL34 și OL38 conform STAS 79-49 și, în cazuri speciale de rezistență înaltă, oțeluri aliate. După scop se mai folosesc ca materiale cuprul, aluminiul și aliajele lor. Condițiile tehnice impuse niturilor sînt cuprinse în STAS 796-49.

Nituirea este operația de montare a niturilor și de executare a capului de închidere prin presare cu ajutorul căpuitorului. Locul de montare a niturilor într-o ordine constituie cusătura nituită. Nituirea se execută la rece (fără încălzirea nitului) pentru nituri cu diametrul mai mic de 8 mm și se execută la cald — la o temperatură de încălzire a nitului de $t = 1\,000\,°C$ — pentru diametre mai mari de 8 mm.

Dimensiunile găurilor sînt mai mari decît ale nitului brut (nebătut). Pentru nituri cu diametrele de 1—4 mm, dimensiunea găurii piesei este mai mare decît a nitului cu 0,2 mm; pentru nituri cu diametrul de 5—10 mm, gaura are dimensiuni mai mari cu 0,5 mm, iar pentru nituri peste 10 mm, găurile sînt mai mari cu 1 mm.

Lungimea tijei nitului brut trebuie să fie mai mare decît grosimea tablelor asamblate, pentru a fi posibilă formarea capului de închidere (v. fig. 124). După montare, surplusurile de material refulat de sub căpuitor se înlătură cu o daltă specială. Marginile tablei înclinate la 60°—70° se ștemuiesc (se apasă cu o sculă), pentru asigurarea unei bune etanșeități a asamblării. Pentru realizarea unui contact cît mai bun între piesele asamblate, în prealabil se îndreaptă piesele, se curăță porțiunea de îmbinat și se găurește cu burghiul pentru dimensiunile corespunzătoare nitului, la care se adaugă 0,2—1 mm, în raport cu diametrul d al nitului.

Tablele sau piesele pentru îmbinare sînt strînse cu șuruburi sau cu dispozitive adecvate pentru a asigura o nituire bună, adică realizarea condiției de centricitate a găurilor (coaxialitate) cu capetele nitului și ale tijei. Nituirea se poate face manual, prin ciocănire (în cazuri izolate), și mecanic, cu mașini de nituit pneumatice, hidraulice, electrice. Nituirea mecanică se folosește în cazul montării mai multor nituri și al unei nituiri de calitate.

Condițiile unei bune nituiri sînt:

— organizarea locului de muncă pentru pregătirea operației de nituire, centrarea găurilor de nit, fixarea pieselor pentru asamblare;

Scanned with OKEN Scanner

— nitul să fie din material corespunzător; pentru nituri cu diametrul tijei peste 8 mm, trebuie să fie încălzit pînă la roşu (1 000—1 100 °C);

— nitul să prezinte netezime pe suprafaţa capului şi a tijei (fără fisuri), să fie curăţat de zgură;

— după batere, capul de nit iniţial şi cel bătut să se aşeze perfect pe piesă, astfel ca muchiile să se contureze pe suprafaţa pieselor;

— axa capetelor de nit şi axa tijei să coincidă;

— niturile să fie aşezate într-o ordine şi într-un număr corespunzător calculului dimensional, astfel ca să asigure rezistenţa şi etanşeitatea asamblării, avînd în vedere rolul funcţional al piesei;

— numărul de nituri, felul niturilor, numărul tablelor suprapuse condiţionează calitatea îmbinării prin nituire.

Clasificarea niturilor. Nituirile se clasifică după mai multe criterii:

1. După scop (rolul funcţional), există trei grupe de nituiri.

a) Nituri de rezistenţă, astfel ca asamblarea să prezinte siguranţă în exploatare la solicitările respective. Asemenea nituiri se realizează la construcţii metalice, poduri, macarale. (Niturile pentru aceste asamblări sînt date în tabela 23.)

b) Nituri de rezistenţă şi etanşare, pentru asigurarea rezistenţei la solicitările din piesele asamblate şi a etanşeităţii dintre acestea. Asemenea nituiri se utilizează la rezervoarele cu presiune. Niturile pentru aceste asamblări sînt date în tabela 24.

c) Nituire de etanşare, care asigură etanşeitatea asamblării cu solicitări reduse. Asemenea nituri se fac la rezervoarele cu presiune joasă.

2. După felul aşezării tablelor, nituirile se clasifică în:

a) Nituiri prin suprapunere, care se caracterizează prin suprapunerea marginii tablelor (fig. 126).

b) Nituiri cu eclise, la care îmbinarea se face aşezînd o placă de acoperire peste marginile tablelor puse cap la cap, sau cu două plăci aşezate pe ambele părţi a tablelor (fig. 127). Plăcile de acoperire se numesc eclise. În acest caz sînt nituiri

Scanned with OKEN Scanner

cu o eclisă (fig. 127, *a*) și nituiri cu două eclise (fig. 127, *b*). Niturile pot fi așezate pe un rînd, două sau mai multe, după numărul lor și locul disponibil de montare. Cînd sînt mai

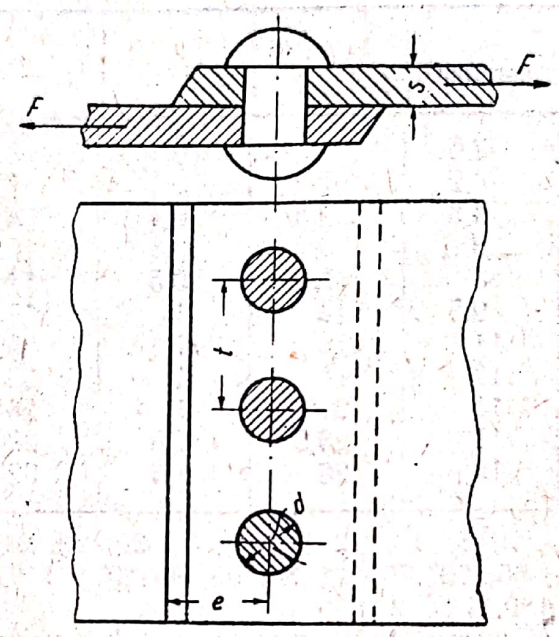


Fig. 126. Nituire prin suprapunere.

multe rînduri de nituri, acestea se montează fie paralel (fig. 127, *a*), fie decalate (fig. 127, *b*). Așezarea decalată (în zigzag) a niturilor prezintă o etanșeitate mai mare și folosirea mai bună a spațiului. Niturile montate îmbină două sau mai multe table. Niturile care trec peste două table (v. fig. 126) au o singură secțiune de forfecare — *I* — (fig. 128). Niturile care trec peste 3 sau *n* table au respectiv $(n-1)$ secțiuni de forfecare (fig. 127, *b*).

Elemente de calcul. După baterea niturilor, piesele asamblate sînt strînse, astfel că între suprafețele de contact dintre piese ia naștere o rezistență de forfecare la transmiterea for-

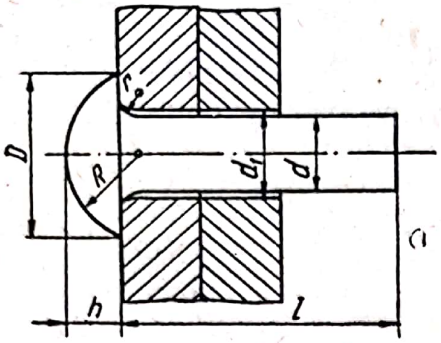


Tabela 23

Nituri din oțel cu cap semirotund pentru rezistență

Dimensiuni, în mm

Exemple de notare a unui nit cu diametrul $d = 28$ mm și lungimea $l = 100$ mm :

Nit 28 × 100 STAS 797—49

d nominal	D nominal	h nominal	R	r max	d_1	l min	l max
6	11	3,6	6	0,4	6,5	10	40
7	12,8	4,2	7	0,4	7,5	14	50
8	14	4,8	7,5	0,4	8,5	16	60
10	16	6	9	0,5	10,5	16	80
13	21	8	12,5	0,5	14	22	90
16	25	9,5	13	1	17	26	90
19	30	11	16	1	20	35	120
22	35	13	18	1	23	40	140
25	40	15	21	1	26	55	150
28	45	17	23,5	1,5	29	55	160
31	50	19	26	1,5	32	55	170

Lungimi : 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200.

Se observă că de la diametrul de 10 mm în sus, dimensiunile se succed cu un salt de 3 mm.

Tabela 24

Nituri de oțel cu cap semirotund pentru rezistență-etanșare

(extras din STAS 798—49)

Dimensiuni, în mm

Exemplul de notare a unui nit cu diametrul $d = 22$ mm și lungimea $l = 70$ mm : Nit 22 × 70 STAS 798—49

d nominal	D nominal	h nominal	R	r	d_1	l min	l max
10	17	6	9	0,5	10,5	16	55
13	24	9	12,5	0,5	14	22	75
16	29	10	15,5	1	17	26	100
19	34	12	18	1	20	35	150
22	39	14	20,5	1	23	40	180
25	44	16	23	1	26	55	180
28	50	18	26	1,5	29	55	180
31	55	20	29	1,5	32	55	180

Lungimi : 16, 18, 20, 22, 24, 26, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200.

Scanned with OKEN Scanner

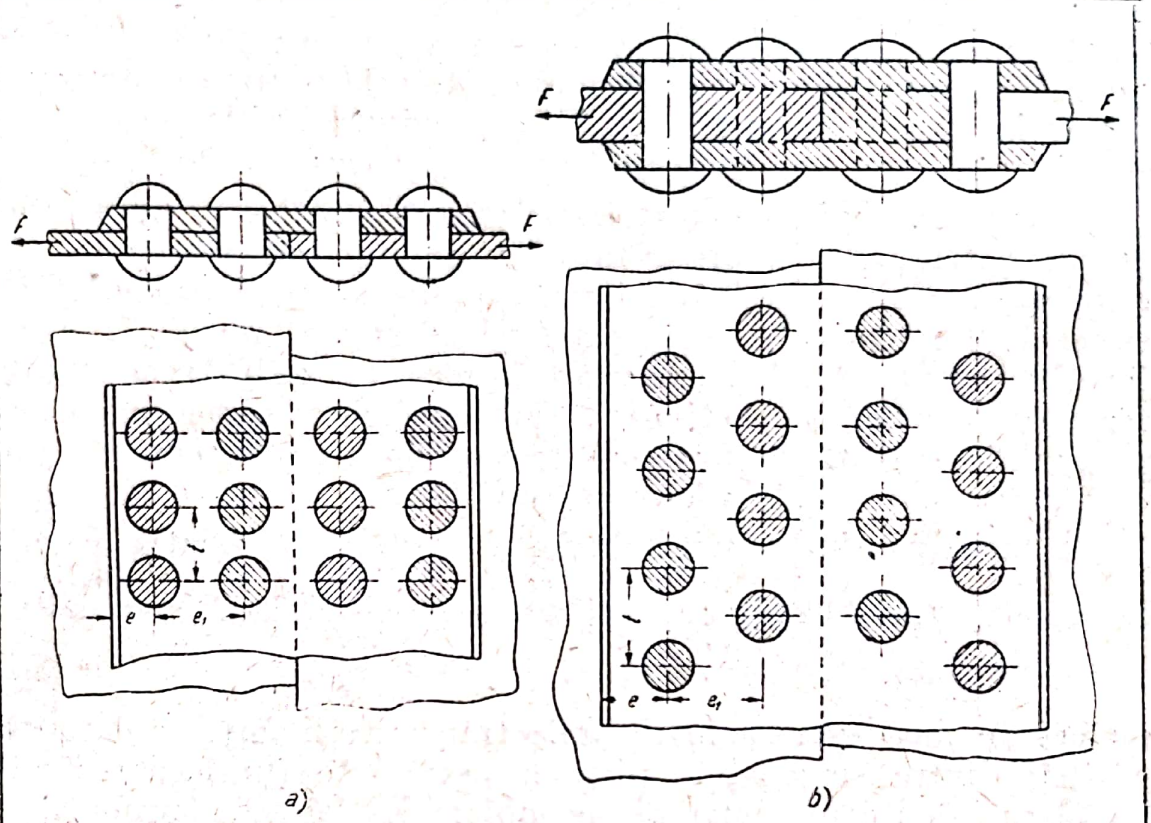


Fig. 127. Nituire cu eclise.

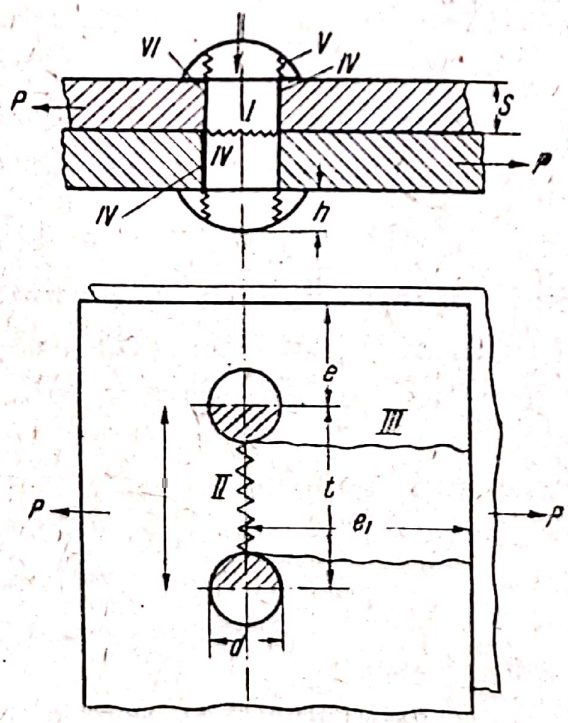


Fig. 128. Solicitările la îmbinarea prin nituire.

Scanned with OKEN Scanner

țelor F (fig. 128). Prin strîngerea tablelor, în nit acționează o forță axială F_{1n} (normală pe secțiunea nitului), datorită contracției nitului bătut — după răcire. Relația dintre aceste forțe, avînd în vedere rezistența de frecare dintre table, este $F_1 = \mu F_{1n}$, în care μ este coeficientul de frecare.

Pentru transmiterea forței F_1 (corespunzătoare unui nit) prin rezistența de frecare a tablelor, relația este $\mu F_{1n} > F_1$. În cazul $\mu F_{1n} = F_1$ apare alunecarea tablelor și nitul începe să fie supus la forfecare. În cazul unei strîngeri mai reduse a tablelor și în cazul nituirilor executate la rece, $F_{1n} \simeq 0$. În acest caz, forța de exploatare acționează în întregime asupra niturilor pe care le solicită la forfecare, nemaifiind o rezistență de frecare între suprafețele pieselor asamblate.

În cazul nitului solicitat la forța axială F_{1n} , relația de calcul este pentru întindere (tracțiune): $\sigma_t = \dfrac{F_{1n}}{\dfrac{\pi d^2}{4}}$. Asemenea calcul se face în mod special în cazurile transmiterii forțelor datorită frecării dintre suprafețele pieselor asamblate (în locul niturilor, la unele construcții de asamblare se folosesc șuruburile). În general, niturile se verifică, respectiv se dimensionează, la solicitările de forfecare a tijei: $\tau_f = \dfrac{F_1}{\dfrac{\pi d^2}{4}}$ pentru secțiunea I (fig. 128).

S-a notat: τ_f — efortul unitar la forfecare, în kgf/cm²;

$F_1 = \dfrac{F}{i}$, forța de tragere a tablelor, respectiv de forfecare a tijei nitului, în kgf, corespunzătoare unui nit;

d — diametrul nitului bătut, respectiv al găurii, în cm;

i — numărul de nituri care suportă solicitările date de forța F.

În cazul a n secțiuni de forfecare și i nituri care suportă solicitările date de forța F (v. fig. 127, *b*), calculul se face cu relația $\tau_f = \dfrac{F}{n \cdot i \cdot \pi \dfrac{d^2}{4}}$.

Pentru calculul de verificare $\tau_f < \tau_{af}$, în care $\tau_{af} = 700 \mid -750$ kgf/cm² și este efortul unitar admisibil la forfecare pentru nituri din oțel, folosite la nituiri de rezistență. Pentru dimensionare, se calculează diametrul d_1, folosind relația de mai

Scanned with OKEN Scanner

sus şi alegînd efortul unitar admisibil la forfecare pentru materialul nitului:

$$A = n \cdot i\pi \frac{d^2}{4} = \frac{F}{\tau_{af}},$$

de unde:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{n \cdot i \cdot \pi \tau_{af}}};$$

folosind unităţile de măsură date mai sus, rezultă d în cm. S-a notat cu A aria totală a secţiunilor de forfecare a nituri-lor solicitate de forţa F. La o nituire există următoarele solicitări în nituri şi piesele asamblate (fig. 128):

— secţiunea I a tijei nitului, supusă la forfecare, care se calculează după relaţiile date mai sus;

— secţiunea II, a tablei supuse la întindere; calculul de rezistenţă se face cu relaţia $\sigma_t = \frac{F_t}{A_1} < \sigma_{at}$, în care s-a notat cu A_1 secţiunea tablei de grosime s, pe porţiunea dintre două nituri (pasul t).

$A_1 = s \cdot (t - d)$, iar F_t este forţa ce revine acestei porţiuni corespunzătoare unui pas. Deoarece tablele sînt găurite pentru nituire, secţiunea este slăbită faţă de cea fără găuri. Raportul dintre secţiunea slăbită şi cea plină (neslăbită) constituie coeficientul de utilizare a tablei (φ):

$$\varphi = \frac{s(t-d)}{s \cdot t} = \frac{t-d}{t}.$$

Valorile acestui coeficient, după felul nituirii, variază între $\varphi = 0{,}56 \div 0{,}86$. Coeficientul de utilizare φ are importanţă la calculul nituirilor şi caracterizează felul nituirilor. În cazul nituirii prin suprapunere cu un singur rînd de nituri, luînd

$$t = 3\ d, \quad \varphi = \frac{3d-d}{3d} = \frac{2}{3} = 0{,}66;$$

— secţiunea III a tablei este supusă la forfecare pe lungimea e şi se calculează cu relaţia $\tau'_f = \frac{F_1}{2 \cdot s \cdot \left(e - \frac{d}{2}\right)}$;

τ'_f este efortul unitar la forfecare a tablei;

— suprafaţa IV, de contact dintre nit şi tablă, este solicitată la strivire (presiune pe gaura pentru nit). Relaţia de calcul

la strivire este $\sigma_c = \frac{F_1}{s \cdot d} < \sigma_{ac}$. Produsul $s \cdot d = A$ reprezintă proiecţia ariei de strivire pe planul dus prin axa nitului şi perpendicular pe direcţia forţei F_1 corespunzătoare unui nit. Efortul unitar de strivire a tablei se ia $\sigma_c \simeq (1{,}8-2)\tau'_{af}$ pentru tablă;

— secţiunea V, cilindrică în prelungirea tijei, din capul nitului supusă la forfecare, datorită eforturilor care apar la contracţia nitului după ce se răceşte, în urma baterii. Asemenea calcul se face în cazuri speciale, cu relaţia $\tau_f = \frac{F_{1n}}{\pi \cdot d \cdot h}$, în care h este înălţimea capului de nit. În calculul de dimensionare şi verificare a nituirii s-au folosit relaţiile date pentru diferitele secţiuni solicitate de forţa F, şi prin relaţii echivalente de egală rezistenţă s-a ajuns ca dimensiunile elementelor nituirii să se raporteze la diametrul tijei nitului.

1. *Raportul dintre diametrul nitului şi grosimea tablei.* Forţa F_1 corespunzătoare unui nit solicită la forfecare nitul şi la strivire gaura de nit; relaţia este:

$$F_1 = \frac{\pi d^2 \cdot \tau_{af}}{4} = d \cdot s \cdot \sigma_c,$$

simplificînd cu d, relaţia devine:

$$d = \frac{4 \cdot \sigma_c \cdot s}{\pi \tau_{af}};$$

pentru $\sigma_c = (1{,}8-2)\tau_{af}$ rezultă practic $d \cong 2s$.

Pentru două secţiuni de forfecare, $d \simeq 1{,}3\ s$. Adeseori se folosesc la calculul diametrului nitului relaţia $d = \sqrt{5s} - 0{,}2$ cm, în care s se ia în cm.

2. *Raportul dintre diametrul nitului şi lungimea de forfecare a marginii tablei* (e). Forţa F_1 pentru un nit solicită gaura de nit la strivire şi marginea tablei la forfecare. Forfecarea marginii tablei se consideră de la extremitatea găurii $\left(e - \frac{d}{2}\right)$.

$F_1 = s \cdot d \cdot \sigma_{ac} = 2 \cdot s\left(e - \frac{d}{2}\right)\tau'_{af}$; se simplifică cu s şi se ajunge la relaţia $e = \frac{d}{2}\left(\frac{\sigma_{ac}}{\tau'_{af}} + 1\right)$.

Alegînd $\sigma_{ac} \simeq 1{,}8\ \tau'_{af}$, $e = \frac{d}{2}(1{,}8 + 1) = 1{,}4\ d$.

Practic se ia $e = 1{,}5\ d$.

Scanned with OKEN Scanner

3. *Raportul dintre diametrul nitului și distanța dintre nituri — t — (pasul nituirii).* Forța F_1 solicită nitul la forfecare și tabla pe porțiunea pasului l la întindere.

$$F_1 = \frac{\pi \cdot \tau_{af}}{4} \cdot d^2 = (t-d)s\sigma'_{at}, \text{ de unde:}$$

$$t = d\,\frac{\pi}{4} \cdot \frac{d}{s} \cdot \frac{\tau_{af}}{\tau'_{at}} + 1;$$

luînd $d \simeq 2s$ și $\tau_{af} \simeq \tau_{af}$, rezultă $t = d\left(\frac{\pi}{2} + 1\right) \simeq 2{,}57$ d.

Distanța t (pasul nituirii) se ia avînd în vedere și posibilitatea formării capetelor niturilor învecinate. Notînd cu D_c diametrul exterior al căpuitorului și cu D cel al capului nitului, distanța t trebuie să îndeplinească condiția $t \geqslant \frac{D_c + D}{2}$.

Practic se ia $t_{min} = (2{,}5-3)d$ și $t_{max} = (6-8)d$.

În mod similar s-a ajuns la relații de egală rezistență între celelalte elemente ale nituirii, astfel:

— distanța dintre rîndurile de nituri: $e_1 = (0{,}5-0{,}7) \cdot t$;
— diametrul capului de nit: $D \simeq (1{,}3 \div 1{,}4)d$;
— înălțimea capului de nit: $h \simeq (0{,}35 \div 0{,}45)d$.

În standardele de stat sînt prevăzute dimensiunile pentru diametrul tijei nitului brut (nebătut), diametrul și înălțimea capului de nit, precum și lungimea tijei în raport cu scopul și felul îmbinării. S-au dat exemple în tabelele 23 și 24 pentru nituri din oțel cu cap semirotund.

Exemplul 1. La o nituire de rezistență la care forța acționează pe direcția axei de simetrie a așezării niturilor, să se calculeze nituirea a două table de oțel de grosime $s=10$ mm, suprapuse, care sînt trase cu o forță $F=6\,000$ kgf (v. fig. 126).

Rezolvare. Se ia practic $d \simeq 2s = 2 \times 10 = 20$ mm. Se alege deci un nit brut cu diametrul $d = 19$ mm, cu cap semirotund, conform STAS 797-49, din OL 34 — STAS 500-49.

Calculul numărului de nituri se face folosind relația de solicitare a niturilor la forfecare: $A = n \cdot i \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \frac{F}{\tau_{af}}$, deci $n = \frac{4F}{i \cdot \pi d^2 \tau_{af}}$; se ia $\tau_{af} = 700$ kgf/cm², iar $i = 1$ (o secțiune de forfecare); $n = \frac{4 \cdot 6000}{1 \cdot \pi \cdot 2^2 \cdot 700} = 3$ nituri. Niturile pot fi așezate în diferite moduri, după cum dispunem de lățimea tablei, respectîndu-se ca pasul niturii să fie $t = 2{,}6\,d$.

Scanned with OKEN Scanner

Exemplul 2. Niturile de rezistenţă la care forţa acţionează excentric faţă de axa de simetrie a aşezării niturilor; să se verifice nituirea a două table din oţel (fig. 129), la care se cunoaşte forţa $P = 2\,000$ kgf (acţionează excentric faţă de axa cusăturii nituite; distanţa de la axa nituirii la direcţia forţei

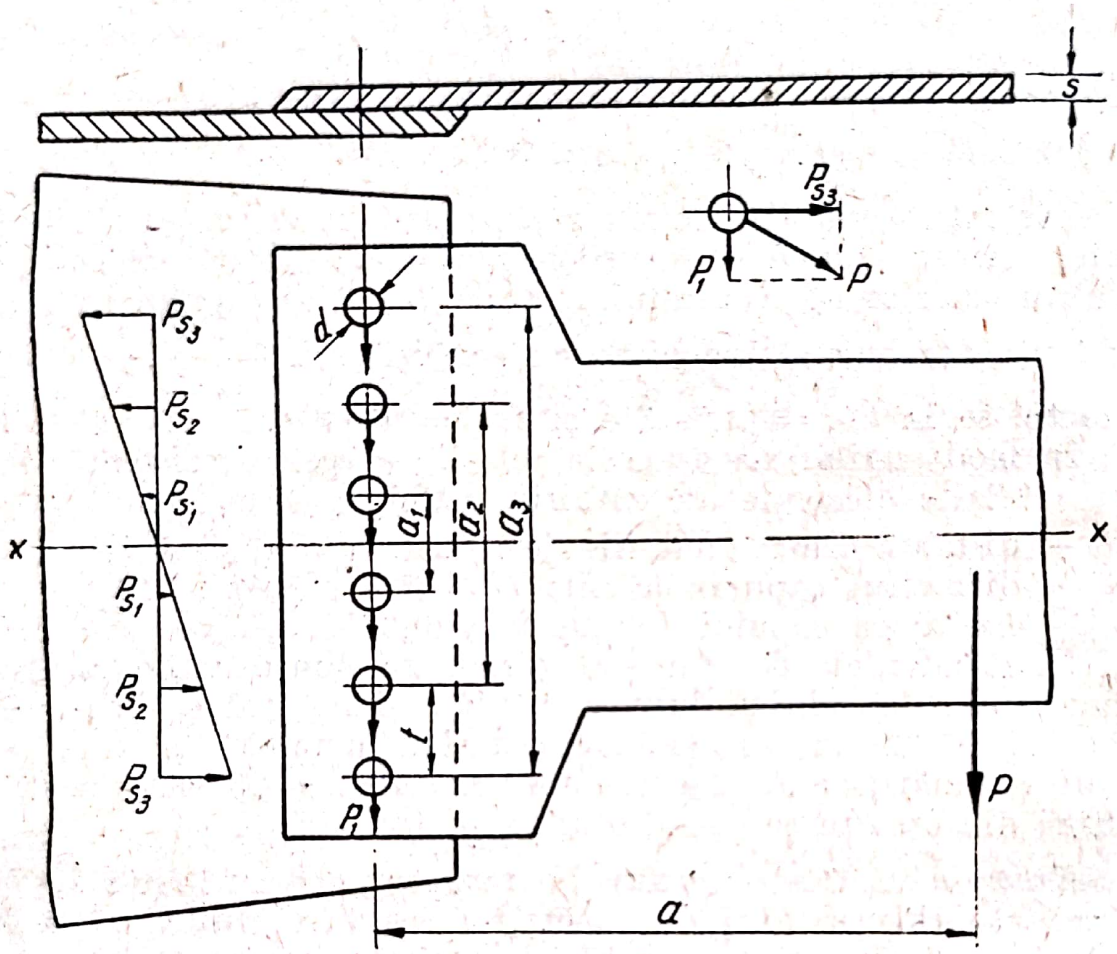


Fig. 129. Nituire de rezistenţă cu forţa excentrică faţă de linia de nituire.

$a = 40$ cm; numărul de nituri $i = 6$ nituri; diametrul niturilor $d = 19$ mm; grosimea tablelor $s = 10$ mm; pasul nituirii $t = 50$ mm.

R e z o l v a r e. Forţa P acţionează asupra fiecărui nit (în ipoteza repartizării uniforme a sarcinilor) în direcţia paralelă cu a forţei cu $P_1 = \frac{P}{i} = \frac{2\,000}{6} = 333$ kgf. Datorită poziţiei de acţionare excentrică în secţiunea tablei din dreptul cúsăturii, există o solicitare la încovoiere $M_i = P \cdot a = 2\,000 \times 40 = 80\,000$ kgf/cm. Acest moment trebuie preluat de nituri. Niturile din

Scanned with OKEN Scanner

extremitate sînt mai mult solicitate datorită variației liniare a eforturilor date de momentul de încovoiere. Momentul de încovoiere este preluat de nituri astfel: $M_i = P_{s1} \cdot a_1 + P_{s2} \cdot a_2 + P_{s3} \cdot a_3$. Distanțele dintre niturile așezate simetric față de axa xx sînt: $a_1 = t$; $a_2 = 3a_1$ și $a_3 = 5a_1$. Din triunghiurile asemenea formate de forțele suplimentare date de efectul încovoierii, P_{s1}, P_{s2}, P_{s3}, și distanțele a_1, a_2, a_3, rezultă că:

$$\frac{P_{s2}}{P_{s1}} = \frac{\frac{a_2}{2}}{\frac{a_1}{2}} = \frac{\frac{3a_1}{2}}{\frac{a_1}{2}} = 3; \text{ iar } \frac{P_{s3}}{P_{s1}} = \frac{\frac{a_3}{2}}{\frac{a_1}{2}} = \frac{\frac{5a_1}{2}}{\frac{a_1}{2}} = 5.$$

Deci $P_{s2} = 3P_{s1}$ și $P_{s3} = 5P_{s1}$. Înlocuind în relația de mai sus, rezultă: $M_1 = P_{s1} \cdot a_1 (1 + 3 \cdot 3 + 5 \cdot 5) = 35 \cdot P_{s1} \cdot a_1$;

$$P_{s1} = \frac{M_i}{35 \cdot a_1} = \frac{80\,000}{35 \cdot 5{,}0} = 450 \text{ kgf};$$

$$P_{s3} = 5P_{s1} = 5 \cdot 450 = 2\,250 \text{ kgf}.$$

Verificarea se face pentru nitul cel mai solicitat (din extremitate $P_{s3} > P_{s1}$). Din raportul $\frac{P_{s2}}{P_{s1}} = 3$ rezultă $P_{s2} = 3P_{s1} = 3 \cdot 450 = 1\,350$ kgf, deci $P_{s3} > P_{s2}$. Forța totală la care este solicitat nitul, avînd în vedere că au direcții perpendiculare, se calculează prin relația $P = \sqrt{(P_1)^2 + (P_{s3})^2} = \sqrt{333^2 + 2\,250^2} = 2\,380$ kgf.

Verificarea se face la forfecarea nitului solicitat de forța totală $P = 2\,380$ kgf:

$\tau_{ef} = \frac{4P}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 2\,380}{\pi \cdot 2^2} \cong 760$ kgf/cm², admisibil pentru nituri din OL38 — STAS 794-49.

Exemplul 3. Nituirea de rezistență și etanșare; să se verifice nituirea longitudinală și transversală de la un cazan din oțel ($\sigma_r = 40$ kgf/mm²) pentru următoarele caracteristici (fig. 130):

— diametrul interior $D = 150$ cm;

— presiunea vaporilor $p = 15$ atm;

— temperatura vaporilor $t = 300\,°C$;

— nituirea longitudinală este cu două plăci de acoperire (eclise). Eclisa superioară (exterioară) este cu două rînduri de nituri și eclisa inferioară cu trei rînduri de nituri decalate;

— nituirea transversală se face prin suprapunere cu două rînduri de nituri decalate; numărul total de nituri $n = 130$;

Scanned with OKEN Scanner

— elementele dimensionale sînt date în figura 130. Nitul este executat din OL34—STAS 500-49.

Rezolvare.

a. *Calculul forței care acționează asupra cusăturii longitudinale*. Presiunea vaporilor acționează pe cazan în direcție radială; forța totală care solicită la tracțiune secțiunea $I - I$ este produsul dintre presiune și suprafața proiectată pe planul ce trece prin axa cazanului, adică $F = p \cdot A = p \cdot D \cdot L$, în care L este lungimea considerată (de exemplu pentru un pas t); $F = p \cdot D \cdot t$ (forța de tracțiune pe ambele secțiuni longitudinale luată pe un pas t).

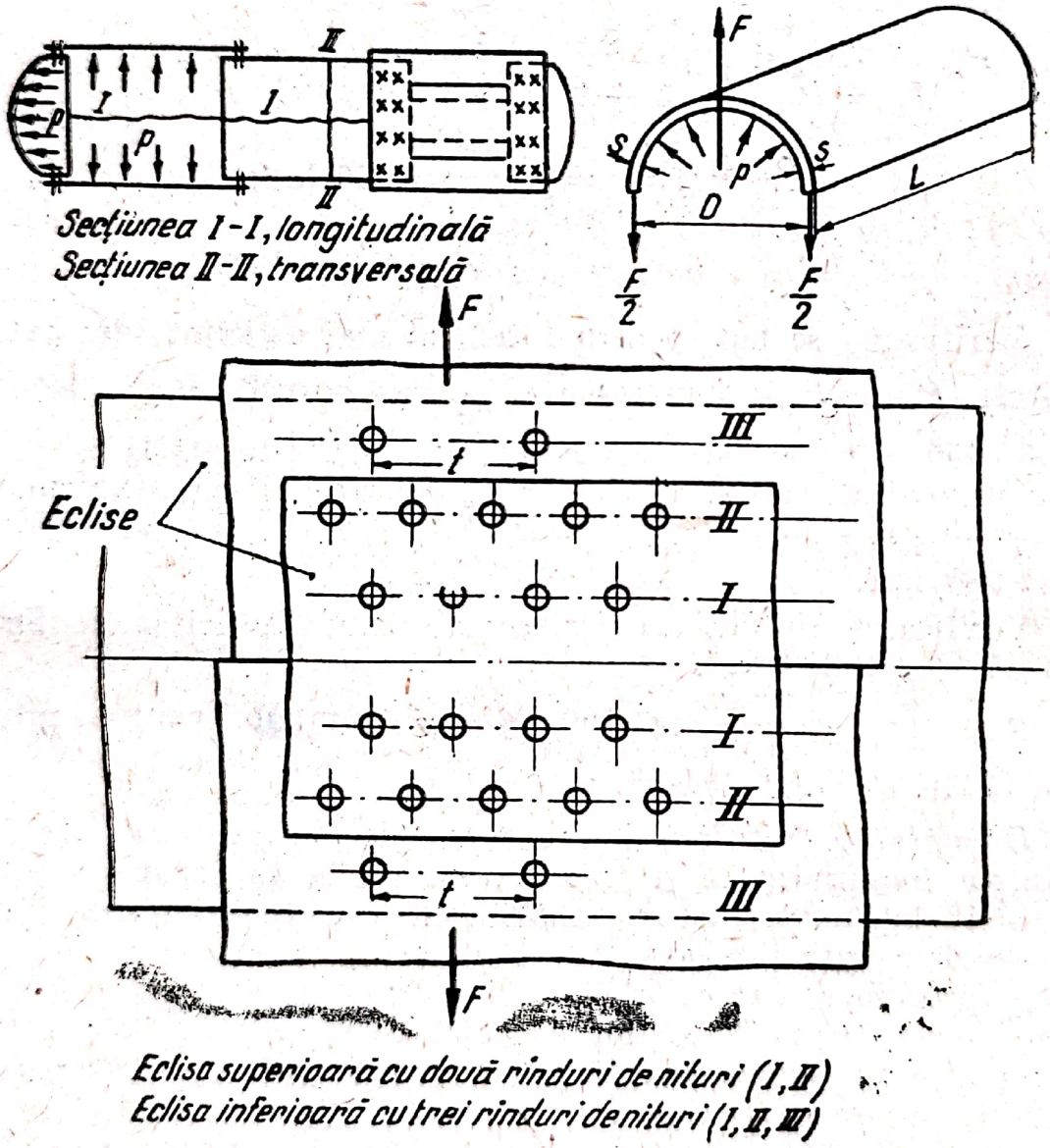


Fig. 130. Nituirea unui cazan sub presiune :
I — I — solicitare după cusătura longitudinală; *II — II* solicitarea după cusătura transversală.

Scanned with OKEN Scanner

b. *Verificarea la forfecare a niturilor din cusătura longitudinală*. Pentru o cusătură, pe porţiunea unui pas (t) revine $F_1 = \frac{F}{2}$, $F_1 = \frac{1}{2} 15 \cdot 150 \cdot 16 = 18\,000$ kgf (pe porţiunea unui pas mare, $t = 160$ mm). Pe această porţiune sînt în total nouă secţiuni de forfecare rezultate pe cusătura longitudinală $n_f = (1 \cdot 1 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 2) = 9$. În partea cu două rînduri de nituri sînt două secţiuni de forfecare pentru fiecare nit, pentru al treilea rînd de nituri cu pasul $t = 160$ mm este numai o singură secţiune de forfecare.

Cunoscînd diametrul nitului $d = 23$ mm (bătut), verificarea se face astfel: $\tau_f = \frac{F_1}{A} = \frac{18\,000}{9 \cdot \frac{\pi 2{,}3^2}{4}} = 480$ kgf/cm$^2 < \tau_{af}$,

în care A este produsul dintre numărul total al secţiunilor de forfecare şi aria secţiunii nitului.

c. *Verificarea tablei în secţiunea periculoasă*. Secţiunea periculoasă a tablei este aceea unde coeficientul de utilizare este mai mic, deci în secţiunile *I* şi *II* al niturilor:

$$\varphi = \frac{t - 2d}{t} = \frac{160 - 46}{160} = 0{,}71.$$

Tablele sînt solicitate la tracţiune (întindere).

$$\sigma_t = \frac{F_1}{A_t} = \frac{F_1}{s \cdot t \cdot \varphi} = \frac{18\,000}{1{,}6 \cdot 16 \cdot 0{,}71} = 990 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (admisibil).}$$

În mod similar se fac verificările de rezistenţă a ecliselor.

d. *Calculul forţei care solicită cusătura transversală*. Forţa rezultă din apăsarea pe capacele cazanului, deci:

$$F_{tr} = p \cdot A = p \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 15 \cdot \pi \cdot \frac{150^2}{4} = 265\,000 \text{ kgf.}$$

Această forţă solicită la forfecare cele 130 de nituri cu cîte o singură secţiune de forfecare:

$$\tau_f = \frac{F_{tr}}{n \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{265\,000}{130 \cdot \pi \cdot 2{,}3^2} \simeq 500 \text{ kgf/cm}^2 < \tau_{af}.$$

e. *Verificarea tablei în secţiunea transversală*. Pasul nituirii transversale este $t = \frac{\pi D}{\frac{i}{2}} = \frac{\pi \cdot 1500}{65} = 72{,}5$ mm. (S-a împărţit

circumferința la numărul de nituri pe un rînd). Coeficientul de utilizare al tablei este $\varphi = \frac{t-d}{t} = \frac{72,5-23}{72,5} = \varphi = 0,68$.

Tablele solicitate la întindere $\sigma_i = \frac{F_{tr}}{A} = \frac{F_{tr}}{\pi \cdot D \cdot s \cdot \varphi} =$

$= \frac{265\,000}{\pi \cdot 150 \cdot 1,6 \cdot 0,68} = 520$ kgf/cm² $< \sigma_{at}$.

Pentru proiectarea și construcția cazanelor nituite sînt tratate speciale, care redau felul nituirilor longitudinale și

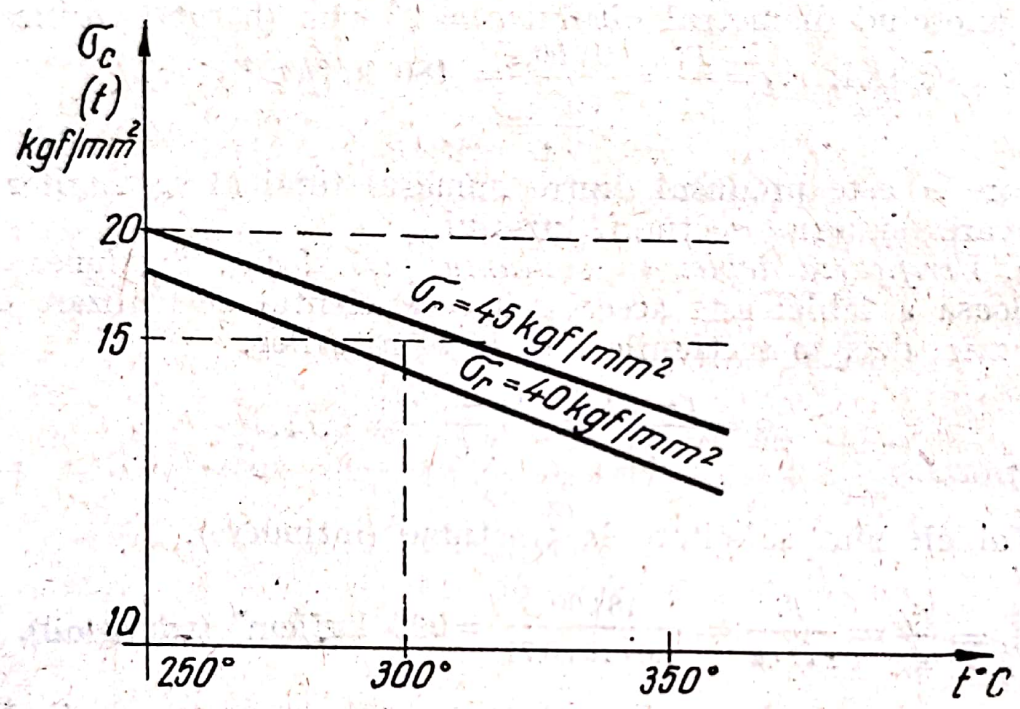


Fig. 131. Limita de curgere în raport cu temperatura de încălzire.

transversale în raport cu produsul pD, care reprezintă în esență forța pe unitate de lungime pe două cusături longitudinale. Temperaturile peste 250° influențează asupra rezistenței materialelor (fig. 131); în cazul temperaturii $t = 300$ °C se ia o rezistență admisibilă mai mică — corespunzătoare coeficientului de siguranță C_c — față de limita de curgere și în raport cu temperatura. Din tabela 25 rezultă $C_c = 1,9$. Deci $\sigma_{a(t)} = \frac{\sigma_c}{C_c} =$

$= \frac{1\,750}{1,9} = 925$ kgf/cm² pentru tablă, iar pentru nituri $\tau_{af(t)} =$

$= 600$ kgf/cm².

11.1.2. **Asamblări sudate.** *Definiții, caracterizare, clasificare.* Sudarea este un proces tehnologic prin care se îmbină două sau mai multe piese de metal de aceeași compoziție sau de

Tabela 25

Coeficienții de siguranță pentru cazane de abur

Felul nituirii	c_r	c_c
Prin suprapunere sau cu o eclisă	4,75	—
Cu două eclise, cu un rînd de nituri, sau cu două eclise, dintre care una cu un rînd și alta cu două rînduri de nituri	4,25	2
Cu două eclise, cu mai mult de două rînduri de nituri	4,0	1,9

compoziții apropiate, ale căror suprafețe de îmbinare au fost aduse prin căldură în stare plastică sau lichidă, introducîndu-se sau nu metale de adaos. Locul de îmbinare se numește sudură, iar linia de îmbinare se numește cusătură; ea poate fi continuă sau discontinuă, după condițiile de rezistență și etanșare ale pieselor asamblate. În țara noastră, tehnica sudurii se dezvoltă continuu și se folosește în construcții metalice, de cale ferată, la mașini grele industriale, instalații de conducte, realizîndu-se o asamblare economică cu consum redus de materiale și de manoperă în comparație cu folosirea altor metode tehnologice (nituire, turnare, forjare). Dintre realizările de construcții la care s-a folosit sudarea se menționează scheletul metalic al Palatului C.F.R. și „Casa Scînteii" din București, construcțiile metalice de la noile furnale de la Hunedoara, halele uzinelor de tractoare din Brașov, halele Fabricii de rulmenți din Bîrlad etc.

Sudarea se folosește la asamblarea pieselor, la recondiționarea utilajelor rebutate, uzate sau rupte accidental, ca procedeu de fabricație prin combinații cu alte procedee tehnologice pentru realizarea unor părți componente ale mașinilor, instalațiilor mecanice etc.

Îmbinările sudate prezintă următoarele avantaje:

— realizarea economiei de material, cu circa 15% în construcții metalice, 20% la construcția rezervoarelor, 30% la construcția mașinilor;

— realizarea asamblării în timp redus față de alte procedee de asamblare. Deci economia de timp și de material duc la realizarea unui preț de cost redus pentru asamblările sudate față de celelalte asamblări (nituite);

— prezintă mai multă siguranță în ce privește etanșeitatea, realizîndu-se cusături continue;

Scanned with OKEN Scanner

— eforturile sînt mai bine repartizate în secțiunea cusăturii decît la nituire;

— operațiile de pregătire ale asamblării sînt mai simple și mai puțin costisitoare decît pentru alte procese tehnologice;

— construcțiile sudate elimină pierderile ce se iveau la piesele rebutate din turnătorie.

Pentru obținerea acestor avantaje trebuie ca sudurile să fie efectuate cu grijă de către cadre specializate în tehnica sudurii și să se efectueze un control de calitate asupra sudurii executate prin metodele moderne ale defectoscopiei (raze Roentgen, metode prin folosirea ultrasunetelor etc.). Pentru eliminarea sau reducerea tensiunilor remanente și ale deformațiilor trebuie aplicate în mod corespunzător tratamentele termice sau mecanice de detensionare, revenire, ciocănire, presare.

Operațiile tehnologice ce intervin în procedeul sudării sînt:

— pregătirea procesului de sudare. Tablele sînt îndreptate, curățate de rugină și alte impurități, marginile se teșesc după felul sudurii (la table subțiri pînă la 6 mm nu se teșesc marginile);

— sudarea propriu-zisă, folosind una din metodele de sudare (prin topire sau prin presiune) după condițiile tehnologice de care se dispune și după sursa de căldură pentru încălzirea pieselor supuse operației de sudare;

— tratamentele termice și mecanice pentru detensionare și îmbunătățirea structurii materialului în zona de sudare;

— controlul sudurii, în special la suduri de rezistență și etanșare.

Proprietatea metalelor de a putea fi sudate se numește sudabilitate și depinde de compoziția chimică, de structura și de calitatea materialului de bază și de adaos, precum și de procedeul de sudare.

Oțelurile de construcții sînt sudabile; în special cele cu un conținut redus de carbon se sudează cu ușurință (OL38, OL42, OL50). Oțelurile aliate și oțelurile cu conținut mare de carbon se sudează folosind cu rigurozitate tehnica sudării, pentru a nu se crea tensiuni care duc la fisurarea cusăturii de sudură. Fonta se sudează folosindu-se mijloace de consolidare a cusăturii sudurii prin șuruburi — știfturi înșurubate — în metalul de bază înainte de operația de sudare propriu-zisă. La sudarea fontei se folosesc electrozi din aliajul Monel, conform STAS 1125-50. Tehnica sudării a cuprins, pentru asamblări prin su-

Scanned with OKEN Scanner

dare, și piese executate din materiale neferoase, după procedee corespunzătoare acestora.

Clasificarea îmbinărilor sudate. Clasificarea sudurilor se face, avînd în vedere indicațiile STAS 736-49 și 741-49, după procesul tehnologic, după poziția tablelor, după forma cordonului de sudură.

1. După procesul tehnologic, se deosebesc două procedee de sudură:

a. Sudarea prin topire, care se realizează prin topirea locală a pieselor de asamblat, cu sau fără adaos de material, fără a se exercita o presiune în timpul sudării. La sudarea prin topire, avînd în vedere sursa de căldură pentru încălzirea pînă la topire a metalului, se deosebesc următoarele procedee:

— sudarea cu gaze;
— sudarea cu arc electric;
— sudarea aluminotermică.

La sudarea cu gaze se folosește un amestec de oxigen și acetilenă sau alt gaz (metan, gaz de iluminat). Metalul de adaos este sub formă de vergea, care, în stare topită, realizează îmbinarea pieselor încălzite și apropiate în acest scop.

La sudarea cu arc electric se folosește căldura dată de un arc electric format între metalul de bază și electrodul de metal sau de cărbune. Acest procedeu se folosește frecvent, deoarece rezultă suduri economice și de calitate. Se lucrează la o tensiune de 30 V și cu intensitatea curentului de 60—250 A, după cum sînt dimensiunile piesei de sudat și ale electrodului. La sudarea aluminotermică, încălzirea locală a pieselor pînă la starea de topire se realizează prin arderea unui amestec de aluminiu și oxid de fier, numit termit.

Academicianul E. V. Paton din Kiev a elaborat și aplicat sudarea automată sub strat de flux, care a luat o extindere largă în asamblările rapide prin sudare. Sudarea automată se aplică în țara noastră la uzinele ,,23 August'', uzinele ,,Tudor Vladimirescu'', Uzinele de utilaj petrolier și chimice.

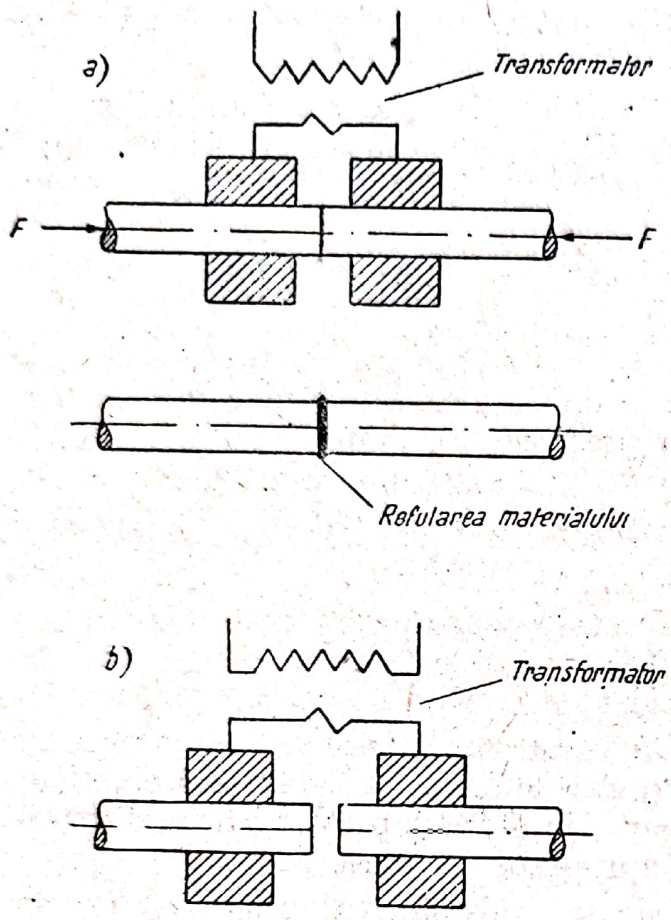
b. Sudarea prin presiune, care se realizează fără adaos de metal, prin încălzirea locală a pieselor pînă în starea plastică și presarea lor continuu sau prin batere cu ciocanul. După sursa de căldură pentru încălzirea pieselor în porțiunea de sudat, se deosebesc două procedee mai frecvent utilizate:

— sudarea prin forjare;
— sudarea electrică prin rezistență.

Scanned with OKEN Scanner

La sudarea prin forjare, piesele se încălzesc într-un cuptor sau la o forjă şi cînd sînt în stare plastică se bat cu ciocanul sau sînt presate pînă ce se realizează asamblarea.

La sudarea electrică prin rezistenţă, încălzirea pieselor se realizează prin trecerea unui curent electric, prin rezistenţa de contact dintre piese, sau prin scîntei electrice. Piesele aşezate cap la cap, sau suprapuse, sînt apăsate în tot timpul sudării (fig. 132 şi 133).



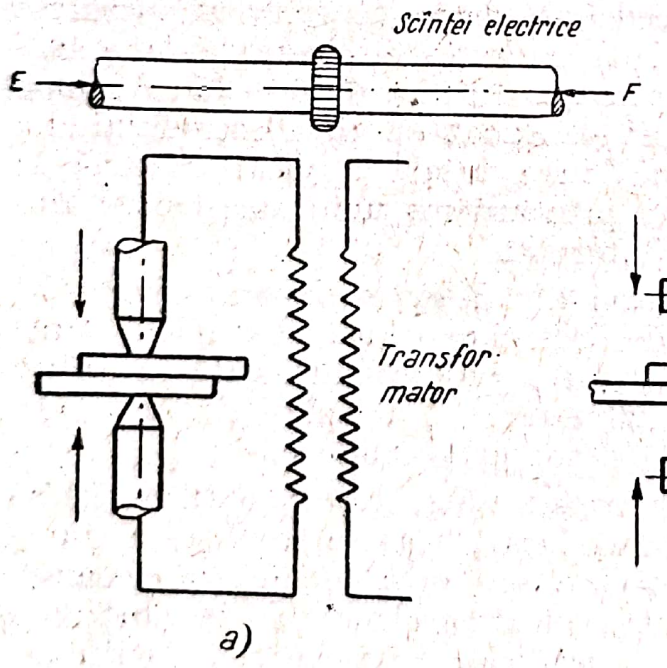


Fig. 132.
Sudarea electrică:
a — prin rezistenţă, cap la cap; *b* — prin scîntei.

Fig. 133. Sudarea electrică prin rezistenţă, cu marginile tablelor suprapuse şi presate:
a — prin puncte; *b* — cu role.

Scanned with OKEN Scanner

Prin acest procedeu se pot obține suduri continue sau prin puncte.

Sudarea tablelor cu marginile suprapuse se face electric, prin puncte, folosindu-se electrozi cu vîrfuri de contact care au rolul și de a apăsa în timpul sudării. Sudarea continuă în linie

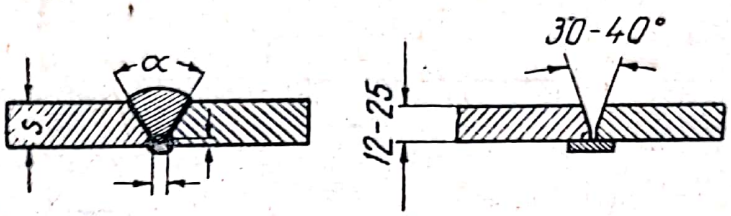


Fig. 134. Sudura cap la cap.

se realizează cu electrozi în formă de role care calcă și apasă în zona cusăturii cele două table cu marginile suprapuse.

2. După poziția tablelor se deosebesc suduri de colț, suduri cap la cap și suduri cu margini răsfrînte. La sudura cap la cap, piesele sînt apropiate, și în spațiul limitat de suprafețele de îmbinare se aplică metalul de adaos topit, care realizează asamblarea pieselor încălzite în acest scop. După grosimea tablelor se dă și forma muchiilor marginilor tablei. Sudura cap la cap se aplică pentru grosimi de table $s = 2—80$ mm. Pentru grosimi mici se aplică eclise (fig. 134).

Sudura de colț se caracterizează prin aceea că sudura se aplică într-un unghi drept. Cordonul de sudură de colț se realizează la tablele așezate perpendicular (fig. 135, *a*) și la ta-

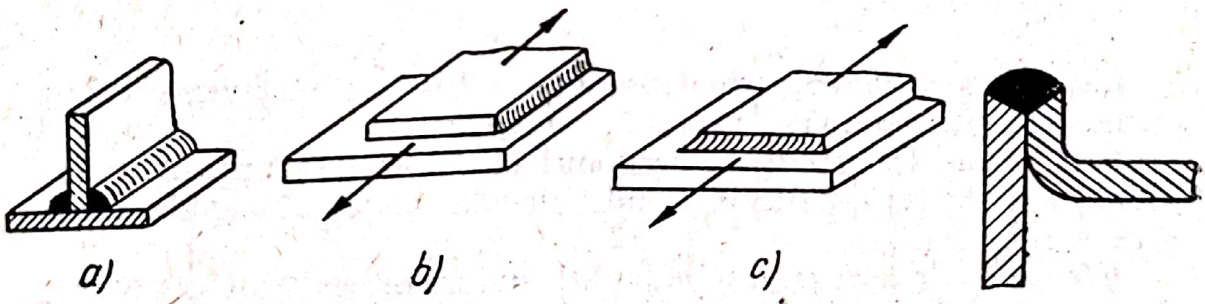


Fig. 135. Sudura de colț:
a — tablele perpendiculare; *b* — tablele suprapuse cu sudură frontală; *c* — tablele suprapuse cu sudură laterală.

Fig. 136. Sudură cu margini răsfrînte ale pieselor.

blele cu marginile suprapuse. În cazul tablelor suprapuse se deosebesc sudurile de colț laterale (fig. 135, *b*) și suduri de colț frontale (fig. 135, *c*). Sudurile cu margini răsfrînte se execută la îmbinarea tablelor subțiri supuse la solicitări reduse (fig. 136).

3. După forma cordonului de sudură se deosebesc următoarele suduri:

a) În secțiunea transversală la sudura cap la cap, forma muchiilor, după grosimea tablelor, poate fi: dreaptă, în *V* sau *U* și *X* (fig. 137).

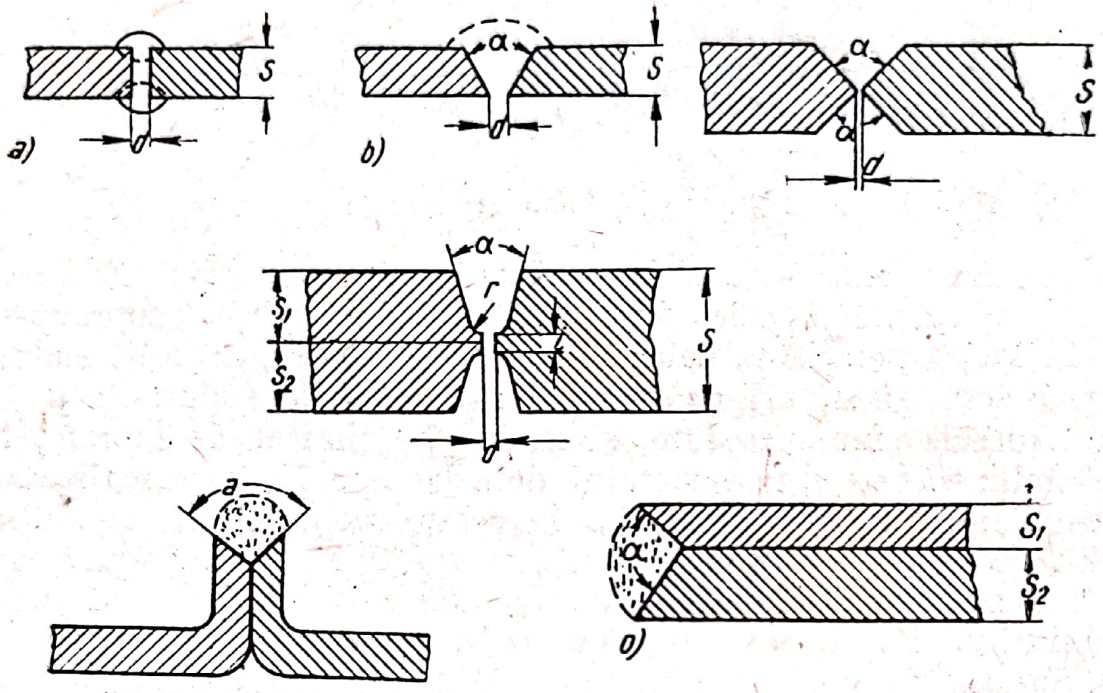


Fig. 137. Forma cordonului de sudură în secțiune transversală:
1 — suduri cap la cap; *a* — forma dreaptă; *b* — în V; *c* — în U; *d* — în X;
2 — suduri de colț.

La sudarea de colț se deosebesc suduri cu secțiunea având forma dreaptă (plană), concavă, convexă.

b) În sens longitudinal cordonul de sudură se prezintă continuu sau întrerupt după condițiile de rezistență și de etanșare a pieselor.

Elemente de calcul. La calculul sudurilor se va ține seama de următoarele indicații:

— cordonul de sudură este supus la solicitări, ca și piesa, în dreptul secțiunii asamblate;

— secțiunea de sudură să fie rezistentă ca și piesa;

— secțiunea sudurii este slăbită din cauza unor eventuale neomogenități a materialului (pori mari, zgură), sudură incompletă. Pentru aceasta se va asigura rezistența cordonului de sudură folosindu-se în relațiile de calcul un coeficient φ (tabela 26) de rezistență (numit și de calitate). În cazul solicitărilor variabile intervine un coeficient K (fig. 138) cu care se amplifică φ. Pentru solicitarea statică, $r = +1$ și $K = 1$.

Tabela 26

Valori pentru coeficientul φ de rezistență (calitate) al cusăturilor sudate pentru solicitări statice

Felul cusăturii sudate	Felul solicitării	Coeficientul
Cusătură cap la cap	— tracțiune	0,75
	— compresiune	0,85
	— încovoiere	0,80
	— forfecare	0,65
Cusături de colț	— toate solicitările	0,65

Calculul sudurilor cap la cap. Sudura cap la cap este supusă la aceleași solicitări de întindere, compresiune sau încovoiere ca și piesele asamblate, după cum acționează forțele asupra asamblării.

Din cauza arderilor locale la capetele cusăturii, lungimea care contribuie la preluarea sarcinii este mai mică decît cor-

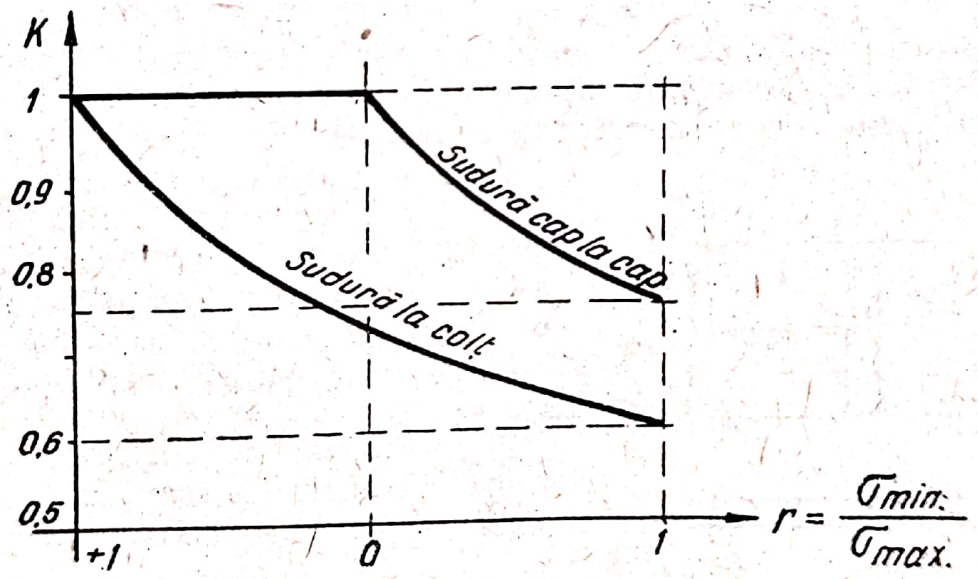


Fig. 138. Coeficientul K în raport cu felul cusăturii și cu variația eforturilor unitare (cu valoarea coeficientului de asimetrie la solicitări variabile).

donul de sudură cu aproximativ $2\,s$ (de două ori grosimea tablei), adică $l = l_s - 2\,s$.

Calculul de întindere (compresiune) se face cu relația $F = l \cdot a \cdot \sigma_{as}$, în care $a \geqslant s$, înălțimea cordonului de sudură, în cm; l este lungimea de calcul a cordonului de sudură, în cm; $\sigma_{as} = \varphi\sigma_{at}$ este efortul unitar admisibil de întindere a cordo-

Scanned with OKEN Scanner

nului de sudură, luat în raport cu efortul unitar admisibil a tablei prin coeficientul φ de rezistență al sudurii; F rezultă în kgf — forța ce o poate suporta cordonul de sudură.

Pentru calculul dimensional $l = \frac{F}{a \cdot \sigma_{as}}$ și $l_s = l + 2s$, iar pentru verificarea cordonului de sudură $\sigma_s = \frac{F}{a \cdot l} < \sigma_{as}$. Calculul la încovoiere se face cu relația $\sigma_{is} = \pm \frac{M_i}{W_s}$; M_i, în kgf cm, este momentul încovoietor pentru secțiunea cordonului de sudură de grosime a și lungime l. $W_s = \frac{al^2}{6}$, în cm³, este modulul de rezistență pentru secțiunea cordonului de sudură supusă la încovoiere în jurul axei având direcția perpendiculară lungimii cordonului de sudură (fig. 139).

σ_{is}, în kgf/cm², este efortul unitar de încovoiere pentru sudură.

$\sigma_{ais} = \varphi\sigma_a$ se calculează în raport cu efortul unitar admisibil al materialului de bază, corectat cu coeficientul φ luat din tabela 26.

Calculul sudurilor de colț. a. Sudurile de colț frontale se calculează la forfecare pe secțiunea formată de înălțimea a (a cordonului de sudură) și lungimea $l \cdot F = la\tau_{afs}$.

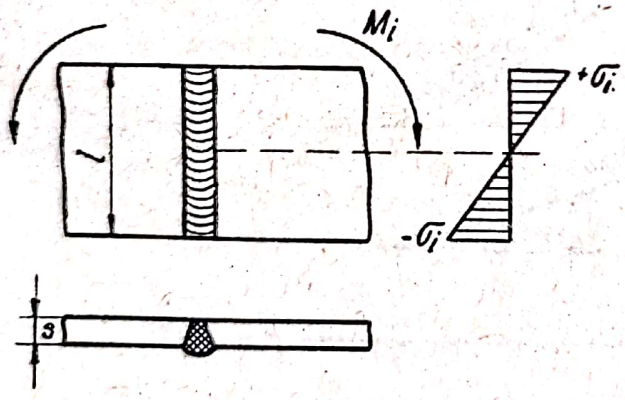


Fig. 139. Sudură cap la cap, supusă la solicitarea de încovoiere.

Înălțimea a fiind înălțimea unui triunghi dreptunghi cu catetele de mărimea s (grosimea tablei subțiri), rezultă că $a = s \cdot \sin 45° = 0{,}7\ s$.

$\tau_{afs} = \varphi\sigma_a$ este efortul unitar la forfecare a sudurii. În cazul sudurii pe ambele părți frontale: $F = 2\ la \cdot \tau_{afs}$. Cu aceste relații se poate dimensiona l, sau verifica sudura $\tau_{fs} < \tau_{afs}$ (fig. 140, *a*).

Sudura de colț supusă la încovoiere se calculează cu relația $\sigma_{is} = \frac{M_i}{W_s} < \tau_{afs}$, în care $W_s = \frac{a \cdot l^2}{6} = \frac{0{,}7\ sl^2}{6}$ (fig. 140, *b*).

Pentru solicitări combinate de forfecare, date de forța F și încovoierea M_i, efortul unitar total este $\tau_{fs} = \frac{F}{a_s} + \frac{M_i}{W_s} < \tau_{afs}$.

Scanned with OKEN Scanner

Verificarea se face față de rezistența admisibilă la forfecare a cordonului de sudură ($\sigma_t < \tau_{as}$).

b. Suduri le de colț laterale. La piesele asamblate prin suduri laterale și supuse la tracțiune, cordonul de

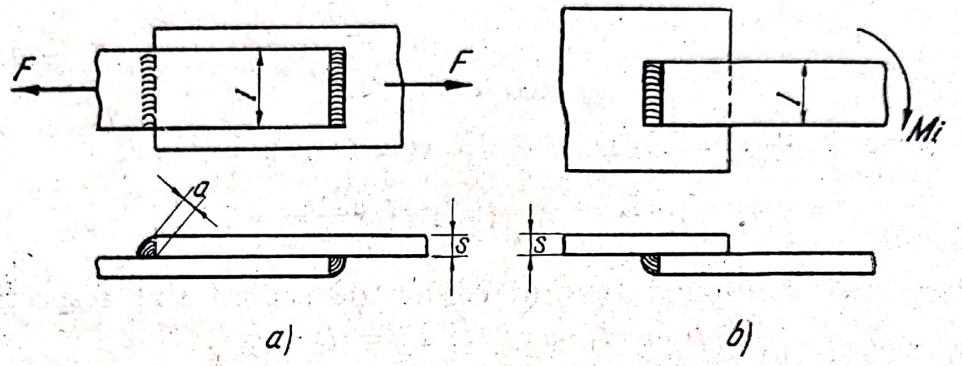


Fig. 140. Sudură de colț frontală:
a — solicitată la forfecare; *b* — solicitată la încovoiere.

sudură este solicitat la forfecare. În cazul unei încărcări simetrice pe ambele părți laterale, relația de calcul este $F = 2\,al_1\tau_{afs}$, în care l_1 este lungimea cordonului de sudură pe o parte laterală (fig. 141, *a*). În cazul unei încărcări asimetrice (fig. 141, *b*) față de poziția forței F de aplicare în axa neutră

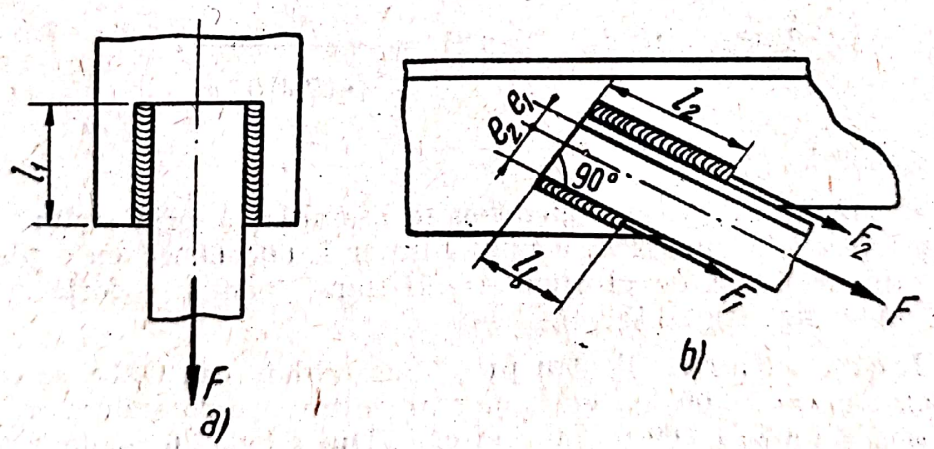


Fig. 141. Sudură de colț laterală:
a — încărcare simetrică; *b* — încărcare asimetrică.

a secțiunii piesei, lungimile cordonului de sudură sînt diferite și în raport cu forțele ce le revin pentru a fi suportate la solicitarea de forfecare. Lungimea totală a cordonului de sudură

se calculează cu relaţia $F = L \cdot a \cdot \tau_{afs}$, deci $L = \frac{F}{a \cdot \tau_{afs}}$. Această lungime se repartizează pe fiecare latură în raport cu distanţele de la direcţia forţei la extremităţile barei profilate (cornier), îndeplinindu-se condiţia:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_1}{e_2};$$

deoarece $l_1 + l_2 = L$, rezultă din cele două relaţii că:

$$l_1 = L \frac{e_1}{e_1 + e_2} \text{ şi } l_2 = L \frac{e_2}{e_1 + e_2}.$$

Forţele ce corespund fiecărui cordon de sudură sînt respectiv:

$$F_1 = l_1 \cdot a\tau_{afs} \text{ şi } F_2 = l_2 \cdot a\tau_{afs}.$$

c. Suduriile de colţ folosite pentru asamblarea discurilor roţilor pe butucul lor, a flanşelor pe arbori trebuie să transmită un moment de răsucire. Cordonul de sudură este solicitat la forfecare $\tau_{fs} = \frac{P}{A}$, în care P este forţa periferică la circumferinţa medie ce trece prin secţiunea inelară a cordonului de sudură cu lăţimea a şi diametrul mediu $(D + 0{,}7\ a)$; s-a notat cu A aria secţiunii inelare a cordonului de sudură.

Forţa este dată de: $P = \frac{M_t}{\frac{1}{2} \cdot (D + 0{,}7\ a)}$.

Exemple de calcul

Exemplul 1. Să se dimensioneze asamblarea prin sudură de colţ laterală, asimetrică, a unui cornier L $60 \times 60 \times 8$ cu o placă de oţel de OL38 de grosime $s = 10$ mm, pentru o forţă $F = 10\,000$ kgf (fig. 141, *b*).

Rezolvare. Pentru piesele asamblate din OL38 se consideră: $\sigma_{at} = 1\,200$ kgf/cm²; efortul unitar pentru sudură $\tau_{as} = \varphi\sigma_{at} = 0{,}65 \cdot 1\,200 = 780$ kgf/cm². Din tabela 26 s-a luat $t = 0{,}65$ pentru sudurile de colţ. Înălţimea cordonului de sudură este $a = 0{,}7\ s = 0{,}7 \cdot 0{,}8 = 0{,}56$ cm. S-a luat $s = 0{,}8$ cm, grosimea cornierului fiind mai mică decît a tablei. Lungimea totală a cordoanelor de sudură solicitate la forfecare este

$$L = \frac{F}{a \cdot \tau_{as}} = \frac{10\,000}{0{,}56 \cdot 780} = 23 \text{ cm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Forța F lucrează pe direcția axei neutre a cornierului și este rezultanta forțelor F_1 și F_2 care lucrează corespunzător în cordoanele de sudură. Distanțele e_1 și e_2 se deduc din datele prezentate în cataloage pentru profiluri. Cornierul L 60 × ×60×8 are distanța $e_1 = 17{,}7$ mm față de bază, deci $e_2 = 60 - 17{,}7 = 42{,}3$ mm față de cealaltă margine.

Cunoscînd că $\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_1}{e_2}$ și că $l_1 + l_2 = L$ rezultă că

$$l_1 = L\frac{e_1}{e_1+e_2} = 23 \cdot \frac{1{,}77}{6} = 6{,}8 \text{ cm.}$$

și

$$l_2 = L\frac{e_2}{e_1+e_2} = 23 \cdot \frac{4{,}23}{6} = 16{,}2 \text{ cm.}$$

Avînd în vedere adaosurile la capetele cordonului de sudură care nu s-au luat în calcul, se obține:

$$l_{1s} = l_1 + 2s = 6{,}8 + 2 \cdot 0{,}8 = 8{,}4 \text{ cm} = 84 \text{ mm},$$
$$l_{2s} = l_2 + 2s = 16{,}2 + 2 \cdot 0{,}8 = 17{,}8 \text{ cm} = 178 \text{ mm}.$$

Exemplul 2. Să se verifice sudura cap la cap de la o butelie din oțel OL42 cu diametrul $D = 600$ mm pentru o presiune interioară de $p = 12$ atm și cu grosimea tablei de $s = 6$ mm (fig 142).

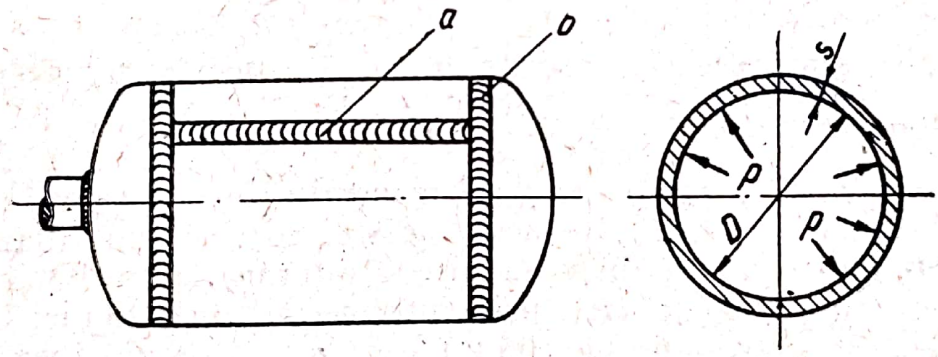


Fig. 142. Sudură cap la cap la o butelie:
a – cusătura longitudinală; *b* – cusătura transversală.

Rezolvare. Forța pe unitatea de lungime care acționează cusăturile longitudinale este $F = p \cdot D \cdot l$ kgf și revine pentru un cordon de sudură $F_1 = \frac{F}{2} = \frac{pD}{2}$ kgf/cm, în care p se ia în kgf/cm² și D în cm.

Este cazul unei solicitări la întindere, deci pe unitatea de lungime a cusăturii longitudinale. $F_1 = s \cdot l \cdot \sigma_s = \frac{pD}{2}$. Din aceasta rezultă că $\sigma_s = \frac{pD}{2s} < \varphi\sigma_a$.

Se consideră $\sigma_a = 1\,000$ kgf/cm² pentru OL42 și se alege $\varphi = 0{,}75$, deci $\sigma_{as} = 0{,}75 \cdot 1\,000 = 750$ kgf/cm². Înlocuind datele problemei în relațiile de verificare rezultă:

$$\sigma_s = \frac{12 \cdot 60}{2 \cdot 0{,}6} = 600 \text{ kgf/cm}^2 < \sigma_{as} \ (750 \text{ kgf/cm}^2)$$

S-a considerat în calcul s, însă înălțimea cordonului de sudură este $a > s$; avem deci o siguranță mai mare pentru rezistența sudurii. Pentru cusătura transversală nu mai este nevoie să se facă verificarea, deoarece este mai puțin solicitată, după cum se vede din relația de mai jos. Forța care acționează pe suprafața capacelor este $F = p \cdot \frac{\pi D^2}{4}$. Această forță solicită la întindere secțiunea inelară (transversală a buteliei). Această secțiune inelară este $A' = \pi D \cdot s$; deci:

$$\sigma'_s = \frac{F'}{A'} = \frac{p\frac{\pi D^2}{4}}{\pi \cdot D \cdot s};$$

făcîndu-se simplificările rezultă $\sigma'_s = \frac{p \cdot D}{4s}$, deci σ'_s transversal $<$ $< \sigma_s$ longitudinal.

Exemplul 3. O roată de curea transmite $N = 40$ CP la o turație $n = 200$ rot/min. Butucul acestei roți având diametrul $D_0 = 80$ mm este îmbinat cu discul intermediar al roții, confecționat din tablă de oțel, prin intermediul unei suduri bilaterale de colț. Cordonul de sudură este discontinuu și cuprinde ½ din periferia butucului. Înălțimea cordonului de sudură este $a = 3$ mm. Să se verifice sudura (fig. 143).

Rezolvare. Pentru tabla de oțel se consideră $\sigma_a = 900$ kgf/cm². Cordonul de sudură este solicitat la forfecare, $\tau_{asf} = \varphi\sigma_a = 0{,}65 \cdot 900 = 585$ kgf/cm² ($\varphi = 0{,}65$ pentru sudura de colț). Forța periferică care solicită cordonul de sudură la forfecare rezultă din relația:

$$P = \frac{M_t}{(D_0 + 0{,}7a)};$$

Scanned with OKEN Scanner

s-a luat diametrul mediu al secţiunii cordonului de sudură:

$$D_m = (D_0 + 2 \cdot \frac{1}{2} \sin 45° \cdot a),$$

$$M_t = 71 \cdot 620 \frac{N}{n} = 71 \cdot 620 \frac{40}{200} = 14\,324 \text{ kgf cm},$$

deci:

$$P = \frac{14\,324}{(8 + 0{,}7 \cdot 0{,}3)} = \frac{14\,324}{8{,}21} = 1\,740 \text{ kgf}.$$

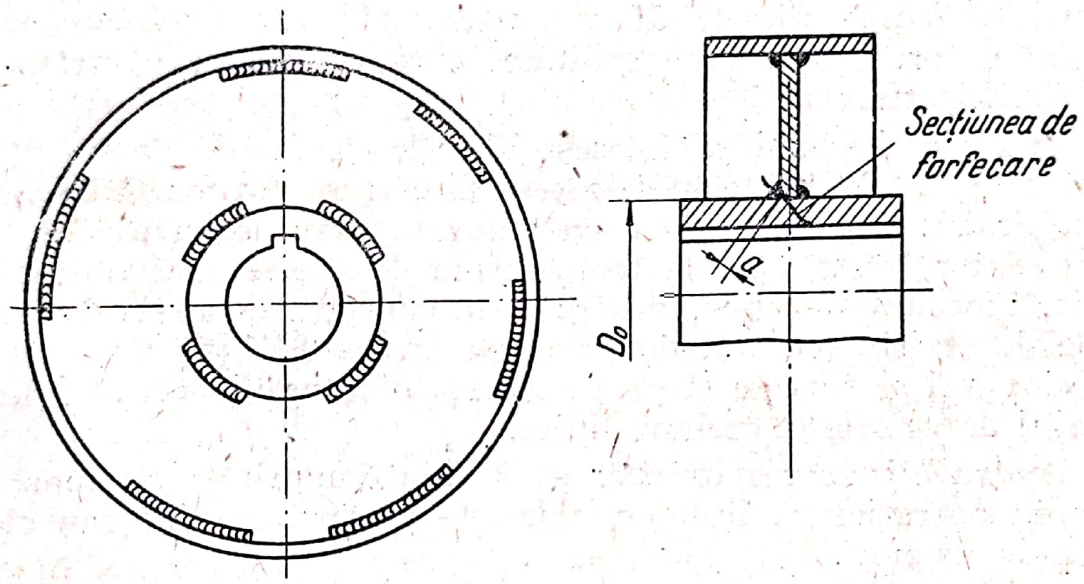


Fig. 143. Sudura la o roată de transmisie prin curele.

Secţiunea de forfecare este:

$$A = \frac{1}{2} \cdot a \cdot \pi(D_0 + 0{,}7\,a).$$

S-a considerat, conform temei, $\frac{1}{2}$ din circomferinţa medie $\pi(D_0 + 0{,}7\ a)$ a cordonului de sudură.

$$A = \frac{1}{2} \cdot 0{,}3 \cdot 3{,}14 \cdot 8{,}21 = 3{,}9 \text{ cm}^2.$$

Deci efortul unitar la forfecare a cordonului de sudură este

$$\tau_{fs} = \frac{P}{A} = \frac{1\,740}{3{,}9} = 460 \text{ kgf/cm}^2 < \tau_{afs}.$$

11.1,3. **Lipituri moi şi tari.** Lipirea este un proces tehnologic de îmbinare a două piese cu ajutorul unor aliaje care se topesc la temperaturi joase (250—900 °C) şi care aderă de piese

Scanned with OKEN Scanner

în porţiunea de lipit. Părţile de lipit ale pieselor trebuie curăţate de grăsimi, praf, oxizi, astfel ca aliajul topit să poată adera cît mai bine pe suprafaţa pieselor.

După temperatura de topire a materialului de lipit şi după eforturile la care sînt solicitate îmbinările, lipiturile se grupează în lipituri moi şi lipituri tari.

a. *Lipituri moi*. Descriere. Utilizări. Aliajele de lipit folosite la lipiturile moi sînt mai puţin rezistente şi se topesc la temperaturi de 250—400 °C. Lipiturile moi se execută la asamblarea pieselor din oţel, plumb, cupru (din aliajele cuprului) supuse la temperaturi joase şi la eforturi reduse. Astfel de lipituri se fac la piesele din industria electrotehnică, aparate de laborator, instrumente sanitare, cutii de conserve, articole de tinichigerie.

La lipiturile moi se folosesc aliajele de staniu (cositor) şi plumb (STAS 96-49), care se găsesc în comerţ sub formă de vergea (sîrmă). Lipirea se face cu ajutorul unui ciocan din cupru care se încălzeşte pînă la temperatura de topire a aliajului de lipit. Ciocanul de lipit, pentru a fi curăţat, se apasă într-un bloc de ţipirig (clorură de amoniu). Sîrma de lipit în contact cu ciocanul se topeşte şi prin apăsarea ciocanului face să adere aliajul de piesele ce trebuie lipite.

Pentru eliminarea oxizilor şi a altor impurităţi ce apar în timpul operaţiei de lipire se foloseşte clorura de zinc sau clorura de amoniu.

b. *Lipituri tari*. Descriere. Domeniu. Utilizare. Aliajele de lipit folosite la lipiturile tari sînt mai rezistente şi se topesc la temperaturi mai ridicate (900 °C).

Lipiturile tari se folosesc la asamblarea pieselor din oţel, fontă, cupru (aliajele cuprului) supuse la eforturi mai mari şi la asamblarea unor piese care din motive constructive nu pot fi sudate, înlocuind astfel sudura.

La lipiturile tari — denumite şi brazuri — se folosesc aliajele de cupru şi zinc (alame de lipit) — STAS 204-49.

Pentru lipirea fontei şi oţelului, aliajele de lipit mai conţin pe lîngă cupru şi zinc şi alte elemente, ca staniu, siliciu. Aliajele de lipit se procură sub formă de grăunţi, vergea, sîrmă.

După curăţirea porţiunii de lipit, se aşază aliajul sub formă de grăunţi sau sîrmă, amestecat cu materialul dezoxidant şi cu puţină apă, apoi se încălzeşte cu flacăra oxiacetilenică pînă la 1 100 °C şi se apasă pentru realizarea unei bune aderenţe a aliajului de suprafaţa pieselor.

Scanned with OKEN Scanner

Materialul dezoxidant este pe bază de borax şi acid boric, pentru lipirea cuprului, şi pe bază de cupru şi zinc, pentru lipirea oţelului. Lipiturile tari se execută pe o lungime $l = (4-6)s$, în care s este grosimea tablelor de lipit.

11. 2. Organele asamblărilor demontabile

11.2.1. Pene. Definiţii. Caracterizare. Clasificare. Penele sînt organe de asamblare demontabilă, de o formă prismatică, avînd dimensiunea longitudinală mai mare decît dimensiunile transversale.

După poziţia de aşezare a penelor se deosebesc:

a. pene transversale;

b. pene longitudinale.

11.2.1.1. *Penele transversale* se caracterizează prin poziţia perpendiculară a axei longitudinale faţă de lungimea pieselor de asamblat (fig. 144).

Penele transversale au o înclinare pe o faţă sau pe două feţe laterale. Înclinarea este pentru pana de formă trapezoidală dreptunghic dată de relaţia:

$$i = \frac{h_1 - h_2}{l} = \frac{1}{\frac{l}{h_1 - h_2}} = \frac{1}{K},$$

în care h_1 şi h_2 sînt înălţimile superioară şi inferioară a penei, iar l este lungimea penei. După scop, se alege pana transversală cu înclinarea corespunzătoare. Pentru penele de fixare se ia $\frac{1}{K} = \frac{1}{20}; \frac{1}{50}; \frac{1}{100}$. Înclinările mai mici se folosesc în cazul demontărilor rare, iar cele mari $\left(i = \frac{1}{20}\right)$ se folosesc la demontări dese. Pentru penele folosite în reglajul cuzineţilor sau reglarea poziţiei unor piese cu ajutorul penelor transversale, înclinarea $i = \frac{1}{5} \div \frac{1}{10}$.

Penele transversale se execută din oţel OL50, OL60, OL70, conform STAS 500-49 şi în cazuri de solicitări ridicate din OLC45 — STAS 880-49. Secţiunea transversală a penei poate fi dreptunghiulară sau cu capetele rotunjite (fig. 144).

Penele se execută prin matriţare şi o prelucrare ulterioară la maşina de frezat sau de rabotat. Locaşul penei se execută cu burghiul la capete şi apoi se mortezează pînă la forma nece-

Scanned with OKEN Scanner

sară. Penele cu muchiile rotunjite şi găurile cu capetele rotunjite prezintă mai mare siguranţă de rezisenţă la oboseală a materialului, evitînd concentrări mari de tensiuni la crestături (racorduri mici).

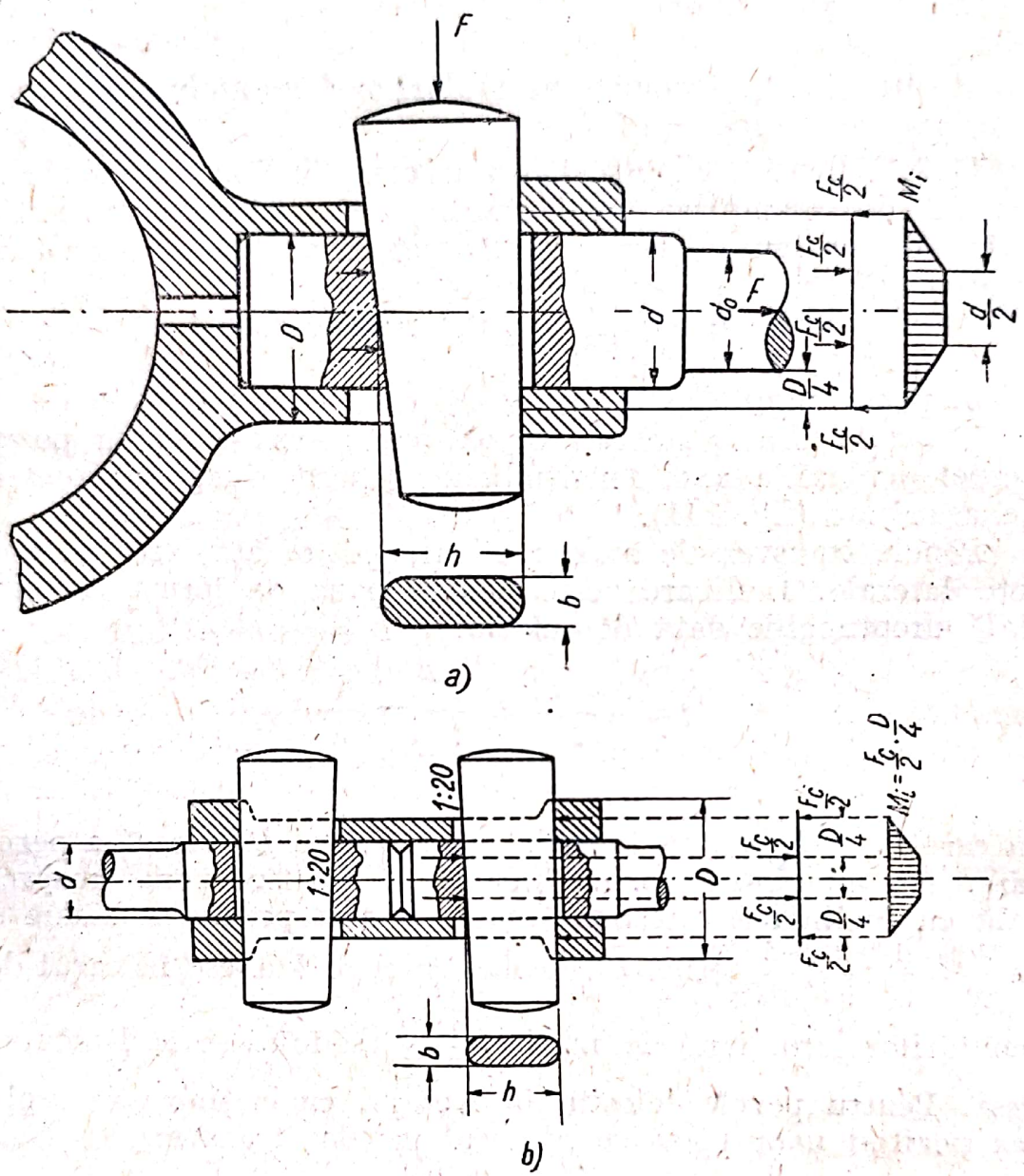


Fig. 144. Asamblarea cu pene transversale :
a — cu o pană; *b* — cu două pene.

Penele transversale de fixare se montează prin batere cu ciocanul şi în acest scop capetele penei sînt rotunjite, pentru a nu se forma bavuri şi pentru o mai bună aplicare a forţei de batere.

Elemente de calcul. După scopul construcţiei, penele transversale pot fi montate cu prestrîngere sau fără prestrîngere,

înainte de a acționa forța de exploatare. În cazul montării cu prestrîngere, capătul tijei, suprafața de contact dintre pană și piesele asamblate sînt apăsate cu o forță inițială P_0, denumită forța de prestrîngere. În timpul acționării forței de exploatare F, datorită deformațiilor elastice, forța de apăsare inițială devine P'_0, mai mică decît P_0 (inițial), însă pana, capătul tijei și manșonul (fig. 144) sînt solicitate la o forță totală $F_t = F + P'_0$, care în mod practic se ia $F_t = 1{,}25\ F$ (în cazul montării cu prestrîngere).

La îmbinarea cu prestrîngere prin pene transversale a două tije și un manșon, se fac următoarele calcule pentru o forță de tracțiune F:

a. Calculul tijei exterioare îmbinării pentru diametrul d_0. Tija este solicitată la întindere, iar dimensionarea diametrului d_0 se face cu ajutorul relației:

$$A = \frac{F}{\sigma_{at}} = \frac{\pi d_0^2}{4};$$

de unde:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{\pi \sigma_{at}}},$$

în care F este dat în kgf și σ_{at} în kgf/cm^2.

Se constată că s-a considerat numai forța de exploatare F, deoarece prestrîngerea nu influențează asupra tijei în partea exterioară, pînă în dreptul penei care presează pe capătul tijei.

b. Calculul tijei montate în manșon. Tija are o secțiune slăbită fiind străbătută de pană. Secțiunea care suportă solicitarea de întindere este $A = \frac{\pi d^2}{4} - bd$; prin b s-a notat grosimea penei, iar produsul $b \cdot d$ este aria porțiunii slăbite din secțiunea plină a tijei.

Se alege practic un raport între b și d avînd în vedere condițiile constructive și de rezistență:

$$\frac{b}{d} = \frac{1}{3} \div \frac{1}{4}.$$

Pentru calcul să considerăm $b = \frac{d}{3}$;

$$A = \frac{\pi d^2}{4} - \frac{d^2}{3} = d^2\left(\frac{\pi}{4} - \frac{1}{3}\right) \simeq 0{,}5\, d^2 = \frac{d^2}{2}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Tija fiind solicitată la întindere, avem:

$$A = \frac{F}{\sigma_{at}} = \frac{d^2}{2},$$

deci $d = \sqrt{\frac{2F}{\sigma_{at}}}$ (Forța de prestrîngere nu intervine la această dimensionare).

c. Verificarea la strivire (presiune de apăsare) dintre pană și tijă. Suprafața de contact este $A = b \cdot d$.

Efortul de strivire este

$$\sigma_c = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{b \cdot d} = \frac{F_t}{\frac{1}{3} \cdot d^2} = \frac{3 \cdot F_t}{d^2} < \sigma_{ac}.$$

σ_{ac} este dat în tabele, corespunzător materialului. Prestrîngerea încarcă solicitările din pană și pe suprafața de contact dintre tijă și pană cu 25% față de forța exterioară de exploatare F.

d. Dimensionarea manșonului. Manșonul este solicitat la întindere, iar umerii lui sînt striviți în porțiunea de contact cu pana.

Secțiunea pentru rezistență la strivire este dată de relația

$$A = \frac{F_t}{\sigma'_{ac}} = b(D-d),$$

din aceasta rezultă:

$$D = \frac{F_t}{b \cdot \sigma'_{ac}} + d.$$

(Prestrîngerea se ia în considerație la dimensionare.) Secțiunea periculoasă manșonului supusă la întindere este în dreptul locașului de pană. Această secțiune este

$$A = \frac{\pi(D_1^2 - d^2)}{4} - b(D_1 - d) = \frac{F_t}{\sigma'_{at}}.$$

Pentru ușurința calculelor se consideră $D_1 = (1{,}6-1{,}8)d$ și se face verificarea la întindere a secțiunii considerate $D_1 < D$.

Diametrul umărului de la manșon este mai mare fiind necesar pentru sprijinirea penei, pe o suprafață mai mare rezultînd presiuni mici.

Scanned with OKEN Scanner

S-a notat cu σ'_{ac} și σ'_{at} eforturile unitare admisibile pentru materialul din care este făcut manșonul (din fontă, sau oțel turnat), deci eforturile unitare σ'_{at} și σ'_{ac} sînt diferite de cele ale tijei.

e. Calculul penei transversale. Pana transversală este solicitată la încovoiere. Pana se consideră ca o grindă simplu rezemată, asupra căreia acționează două forțe concentrate $\frac{F_t}{2}$ care sînt față de reazeme la o distanță de $\frac{D}{4}$ rezultată din elementele îmbinării (fig. 144).

Momentul încovoietor este $M_{imax} = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{D}{4}$.

Dimensionarea la încovoiere se face cu relația

$$W = \frac{M_i}{\sigma_{ai}} = \frac{bh^2}{6},$$

de unde:

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot M_i}{b \cdot \sigma_{ai}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot F_t \cdot D}{4 \cdot b \cdot \sigma_{at}}},$$

în care F_t, în kgf, este forța totală luînd în considerare și prestrîngerea; $F_t = 1{,}25\ F$; D, în cm, este diametrul umărului de la manșon; b, în cm, este grosimea penei transversale; $\sigma_{ai} = 1\,400 - 1\,600$ kgf/cm² este efortul unitar admisibil la încovoiere pentru oțel cu $\sigma_r = 50-60$ kgf/mm².

f. Calculul lungimii capătului tijei și a umărului manșonului. Dimensiunile lungimii capătului tijei și a umărului se calculează avînd în vedere solicitarea de forfecare pe aceste porțiuni. Pana tinde să foarfece capătul tijei și umărul de-a lungul lor. Constructiv se aleg aceste dimensiuni în raport cu înălțimea penei $h_1 = \frac{2}{3} h$ și $h_2 = \frac{1}{2} h$, în care h_1 este lungimea capătului tijei și h_2 — lungimea umărului.

Exemplu de calcul. Să se dimensioneze îmbinarea a doi tiranți prin manșon și pene transversale, pentru o forță de lucru $F = 8\,000$ kgf alternantă. Îmbinarea este cu prestrîngere și se execută din următoarele materiale:

— tiranții din OL42 STAS 500-49;
— manșonul din OT45 STAS 600-49;
— pana din OLC45 STAS 880-49.

Scanned with OKEN Scanner

Rezolvare:

Forţa de calcul, avînd în vedere prestrîngerea, este:

$$F_t = 1{,}25\ F = 1{,}25 \cdot 8\,000 = 10\,000 \text{ kgf}.$$

a) Dimensionarea tirantului în porţiunea exterioară. Folosim relaţia:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{\pi\sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8\,000}{3{,}14 \cdot 800}} = 3{,}56 \simeq 4 \text{ cm}.$$

b) Dimensionarea tirantului în porţiunea îmbinării. Folosim relaţia:

$$d = \sqrt{\frac{2F}{\sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 8\,000}{800}} = 4{,}5 \text{ cm};$$

se ia constructiv $d = 5$ cm.

c) Verificarea la strivire în porţiunea de contact dintre pană şi tirant. Grosimea penei $b = \frac{1}{3} d = \frac{1}{3} \cdot 5 = 1{,}6$ cm. Verificarea se face cu relaţia:

$$\sigma_c = \frac{F_t}{b \cdot d} = \frac{10\,000}{1{,}6 \cdot 5} = 1\,250 \text{ kgf/cm}^2,$$

$$\sigma_c < \sigma_{ac}\ (1\,400 \text{ kgf/cm}^2).$$

d) Dimensionarea manşonului. Manşonul este solicitat la întindere. Se consideră $D_1 = 1{,}6\ d = 1{,}6 \cdot 5 = 8$ cm. Se face o verificare

$$\sigma'_t = \frac{F_t}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d^2) - b(D_1 - d)} = \frac{10\,000}{\frac{3{,}14}{4}(8^2 - 5^2) - 1{,}6(8-5)} = \frac{10\,000}{\frac{3{,}14}{4} 39 - 4{,}8} =$$

$$= 380 \text{ kgf/cm}^2 < \sigma'_{at}.$$

e) Dimensionarea umărului

$$D = \frac{F_t}{b \cdot \sigma'_{ac}} + d = \frac{10\,000}{1{,}6 \cdot 1\,000} + 5 = 12 \text{ cm}.$$

f) Calculul penei la încovoiere

$$h = \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \frac{F_t \cdot D}{b \cdot \sigma_{al}}} = \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \frac{10\,000 \cdot 12}{1{,}6 \cdot 1\,500}} = \sqrt{37{,}5} = 6{,}1 \text{ cm}.$$

Se ia constructiv $h = 62$ mm.

Scanned with OKEN Scanner

g) Calculul lungimii capătului tirantului şi a umărului

$$h_1 = \frac{2}{3} h = \frac{2}{3} \cdot 62 = 40 \text{ mm};$$

$$h_2 = \frac{1}{2} h = \frac{1}{2} 62 = 30 \text{ mm}.$$

11.2.1.2. *Penele longitudinale* se caracterizează prin poziţia paralelă a axelor longitudinale, faţă de axa comună a pieselor asamblate.

Penele longitudinale asigură fixarea roţilor de transmisie, a roţilor dinţate, volanţilor, manivelelor pe arbori. Penele, după forma lor şi prin montare, antrenează în rotaţie organele montate pe arbori, asigurînd transmiterea momentelor de răsucire ale acestora, sau permit deplasarea axială a unei piese montate pe arbore. Penele se montează într-un locaş corespunzător, prelucrat în butuc şi în arbore. Se fac montări şi în cazul unui locaş de pană făcut numai în butuc. Penele se execută din oţel cu o rezistenţă de rupere $\sigma_r = 50-60$ kgf/mm². Canalele din butuc se execută prin mortezare sau broşare. Canalul din arbore se frezează. Penele au teşituri pe muchii şi locaşurile au racordări, pentru a evita concentrările de tensiuni.

C l a s i f i c a r e a p e n e l o r l o n g i t u d i n a l e. Clasificarea se face conform STAS 430—49, în următoarele grupe (tabela 27):

— pene cu strîngere;
— pene paralele;
— pene tangenţiale;
— pene-disc.

Penele cu strîngere au faţa înclinată (1 : 100). Prin batere se realizează o strîngere între piesele asamblate şi pană. După forma secţiunii transversale a penei se deosebesc: pene înalte, pene plate, pene concave. Prin construcţie, aceste pene se execută cu sau fără călcîi.

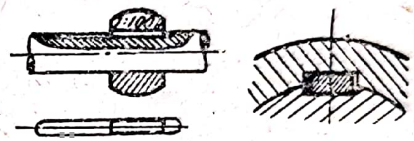
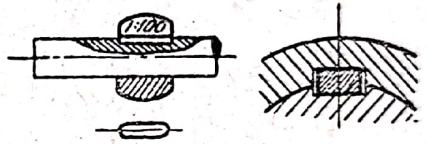
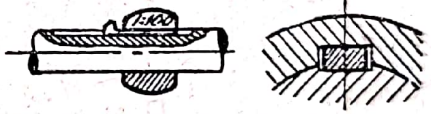
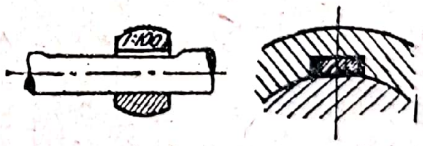
Pana înaltă se caracterizează prin faptul că este montată parţial în arbore şi parţial în butuc; ea poate transmite momente de răsucire mari. Penele cu călcîi, se bat mai uşor şi se pot demonta rapid. Pentru baterea penei, locaşul din arbore trebuie să fie cel puţin dublu faţă de lungimea penei.

Penele înalte fixe se montează în locaş cu racordări la capete şi se deplasează butucul pentru realizarea asamblării. Pana plată se caracterizează prin aceea că se reazemă pe arbore pe o

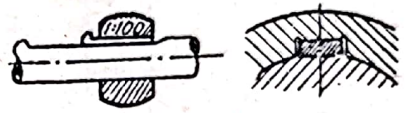
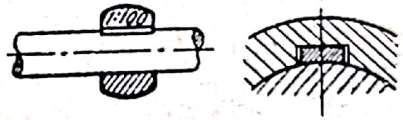
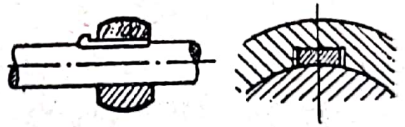
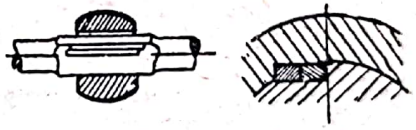
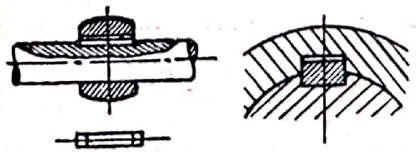
Scanned with OKEN Scanner

Tabela 27

Clasificarea şi caracterizarea penelor longitudinale
(după STAS 430-49)

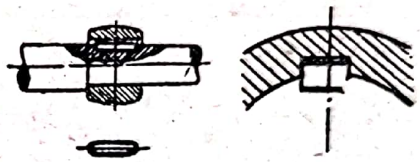
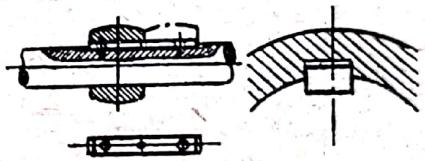
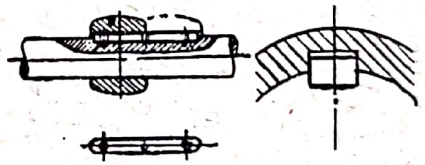
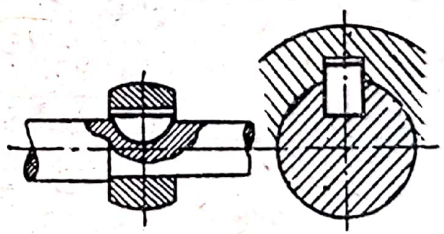
Categoria	Grupa	Subgrupa	Denumirea penei	Schiţa împănării	STAS
Pene cu strîngere	Pene înalte	fără călcîi	Pană înaltă		1007-50
			Pană înaltă fixă		1008-50
		cu călcîi	Pană înaltă cu călcîi		1009-50
	Pene plate	fără călcîi	Pană plată		431-50

Scanned with OKEN Scanner

	Pene plate	cu călcîi	Pană plată cu călcîi		432-50
	Pene concave	fără călcîi	Pană concavă		433-50
		cu călcîi	Pană concavă cu călcîi		434-50
Pene tangenţiale			Pană tangenţială		
Pene paralele	Fixate fără şuruburi	cu capetele drepte	Pană paralelă cu capetele drepte		1005-50

Scanned with OKEN Scanner

Tabela 27 (continuare)

Categoria	Grupa	Subgrupa	Denumirea penei	Schița împănării	STAS
Pene paralele	Fixate fără șuruburi	cu capetele rotunde	Pană paralelă cu capetele rotunde		
	Fixate cu șuruburi	cu capetele drepte	Pană paralelă cu capetele drepte, cu găuri		1005-50
		cu capetele rotunde	Pană paralelă cu capetele rotunde, cu găuri		1006-50
Pene-disc			Pană-disc		1012-50

Scanned with OKEN Scanner

suprafaţă plată şi este montată în butuc. Această pană se foloseşte pentru diametre ale arborilor pînă la 230 mm, pentru momente de răsucire mai reduse decît cele pentru penele înalte.

Pana concavă este montată în butuc şi aşezată pe periferia arborelui, avînd faţa inferioară de formă concavă. Momentul de răsucire este preluat numai de momentul rezultat din frecarea între pană şi arbore, respectiv în partea opusă, între arbore şi butuc. Pana concavă se foloseşte pentru asamblări cu diametre ale arborilor pînă la 150 mm.

Penele paralele se caracterizează prin aceea că toate feţele sînt paralele. Capetele penei paralele pot fi drepte sau rotunde.

Penele tangenţiale se folosesc la transmiterea momentelor de răsucire mai mari. Se montează perechi — pană şi contrapană — cu feţele de contact între ele înclinate (1 :100). Prin batere se realizează asamblarea, penele deplasîndu-se una faţă de cealaltă. Penele poartă denumirea de tangenţiale, deoarece latura mare din locaşul butucului este tangenţială la periferia arborelui. Penele tangenţiale montate cîte două la 120° asigură o bună fixare pentru sarcini mari alternante sau cu şocuri.

Penele-disc se caracterizează prin faptul că pot lua poziţia dată de înclinarea canalului butucului. Pana-disc are partea

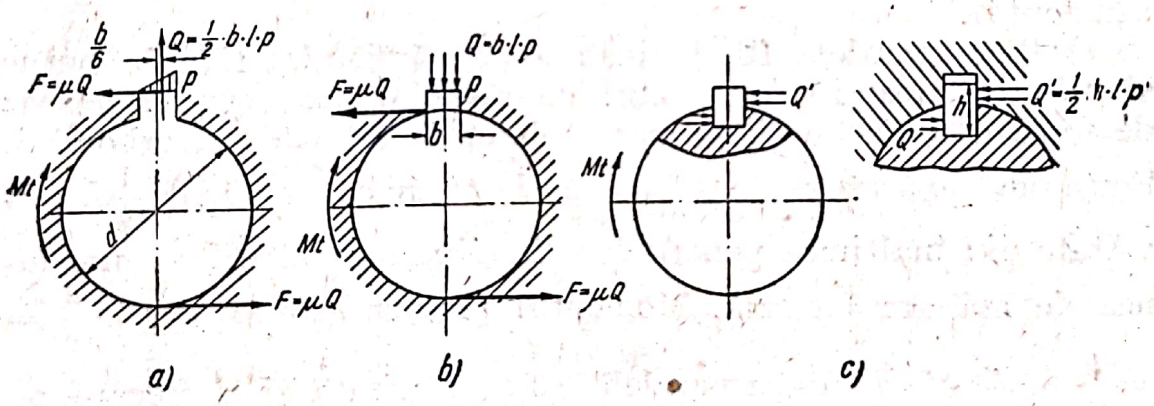


Fig. 145. Forţele şi momentele la asamblările prin pene longitudinale :
a — pană înaltă; *b* — pană concavă; *c* — pană paralelă.

inferioară în formă de segment de cerc, introdusă în canalul din arbore, iar partea superioară are faţa dreaptă introdusă în canalul butucului.

Elemente de calcul (fig. 145). *a*) Penele înalte creează prin baterea lor o presiune între canalul butucului şi arbore, rezultînd o forţă de apăsare Q. Momentul de răsucire de la arbore este preluat de momentul rezultat din frecarea

pieselor în contact şi apăsate cu forţa Q. În partea de apăsare a penei, forţa de frecare este $F=\mu Q$, iar în partea opusă forţa de frecare rezultă din apăsarea arborelui pe butuc, formînd un cuplu rezistent faţă de sensul momentului de răsucire. Prin aceasta se vede dependenţa dintre apăsarea dintre pană şi piesele asamblate şi momentul de răsucire ce trebuie transmis. Cum forţa Q este dată de relaţia $Q=\frac{1}{2} b \cdot l \cdot p$, rezultă că se poate face o dimensionare (b — lăţimea, l — lungimea), sau o verificare a presiunii $p < p_a$ (avînd în vedere materialul şi natura solicitării). La calculul forţei Q de apăsare dată de baterea penei, s-a considerat o repartizare liniară a presiunii, deci Q rezultă din suprafaţa triunghiului (de încărcare) $\frac{1}{2} b \cdot p$, multiplicată cu l (lungimea). În mod similar se fac calcule şi pentru pana plată.

b) La pana concavă, momentul de răsucire se transmite numai prin frecarea pe suprafaţa arborelui. Forţa de apăsare este $Q=b \cdot l \cdot p$, iar forţa de frecare $F=\mu Q$; momentul preluat este: $M_t=\mu Q \cdot d$.

Cu aceste relaţii se pot calcula dimensiunile penei (b, l) sau face o verificare la presiunea de contact $p < p_a$. Se consideră în calcule $\mu = 0{,}15$ (coeficientul de frecare pentru oţel pe oţel sau fontă).

c) Pana paralelă fiind ajustată pe părţile laterale în butuc şi arbore transmite momentul de răsucire prin cuplul format de forţa de apăsare Q' pe partea laterală faţă de axa arborelui. Forţa de apăsare este $Q'=\frac{1}{2} h \cdot l \cdot p'$, în care s-a luat: $\frac{1}{2} h$ (jumătate din înălţimea penei); l — lungimea penei; p' — presiunea de apăsare laterală. Momentul preluat este $M_t = Q' \cdot \frac{d}{2} = \frac{1}{4} h \cdot l \cdot p' \cdot d$. Pana paralelă este solicitată şi la frecare, pe secţiunea din direcţia periferică a arborelui şi butucului.

Forţa de forfecare este $F=b \cdot l \cdot \tau_f$.

Momentul preluat, luînd în considerare forfecarea penei, este:

$$M_t = \frac{1}{2} \cdot d \cdot F = \frac{1}{2} d \cdot b \cdot l \cdot \tau_f.$$

Cu aceste relaţii se poate face o dimensionare pentru b, l sau o verificare la presiunea de apăsare $p' < p_a$, eventual la forfecarea penei.

Scanned with OKEN Scanner

d) Apăsarea laterală poate apare şi la penele înalte şi plate, în cazul deplasării penei datorită unei bateri insuficiente, adică preluarea momentului de răsucire nu se face numai prin frecarea rezultată dintre pană şi butuc, respectiv arbore şi butuc. În cazul apăsării laterale, penele sînt solicitate şi la forfecare.

e) Dimensiunile penelor sînt standardizate, în raport cu diametrul arborelui pe care se montează. Fiind standardizate, ele se aleg din cataloage şi numai în cazuri speciale se face o verificare cerută de condiţiile de exploatare a maşinilor.

Exemplu de calcul. Să se verifice pana paralelă cu dimensiunile $b=16$ mm, $l=100$ mm, $h=10$ mm, care preia un moment de răsucire $M_t = 15\ 000$ kgf cm, transmis de un arbore din oţel, cu diametrul $d=60$ mm.

Rezolvare:

Calculul forţei periferice

$$F = \frac{M_t}{\frac{d}{2}} = \frac{15\,000}{\frac{6}{2}} = 5\,000 \text{ kgf.}$$

Verificarea la forfecare a penei paralele:

$$\tau_f = \frac{F}{bl} = \frac{5\,000}{1.6 \cdot 10} = 315 \text{ kgf/cm}^2 < \tau_{af}.$$

Calculul forţei de apăsare laterală. Forţa se consideră cea periferică : $Q' = F = 5\,000$ kgf.

Verificarea la strivire:

$$p = \frac{Q'}{\frac{1}{2} h \cdot l} = \frac{5\,000}{\frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 10} = 1\,000 \text{ kgf/cm}^2$$

admisibil pentru solicitări pulsatorii, (tabela 28).

Tabela 28

Valori pentru p (kgf/cm²) la îmbinări prin pene

Materialul	p kgf/cm²		
	Solicitare		
	statică	pulsatorie	alternantă
Oţel	1 000—1 500	700—1 000	350—500
Fontă	700— 800	450— 550	225—275

11. 2.2. **Îmbinări prin caneluri.** Îmbinările prin caneluri (fig. 146) se folosesc pentru transmiterea momentelor de răsucire mari şi în cazuri de deplasare axială—frecventă — a roţilor pe arbore. Prin întrepătrunderea plinurilor de la o piesă între golurile (canelurile) celeilalte piese se realizează îmbinarea prin caneluri.

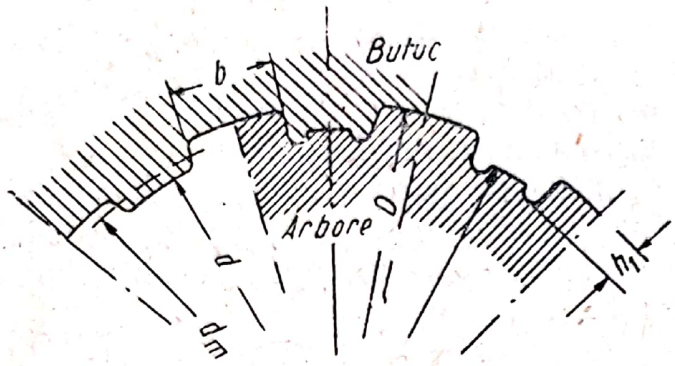


Fig. 146. Îmbinări prin caneluri.

Dimensiunile arborilor canelaţi sînt standardizate — STAS 1768-50 pentru seria uşoară, STAS 1769-50 pentru cea mijlocie şi STAS 1770-50 pentru seria grea (tabela 30). Îmbi-

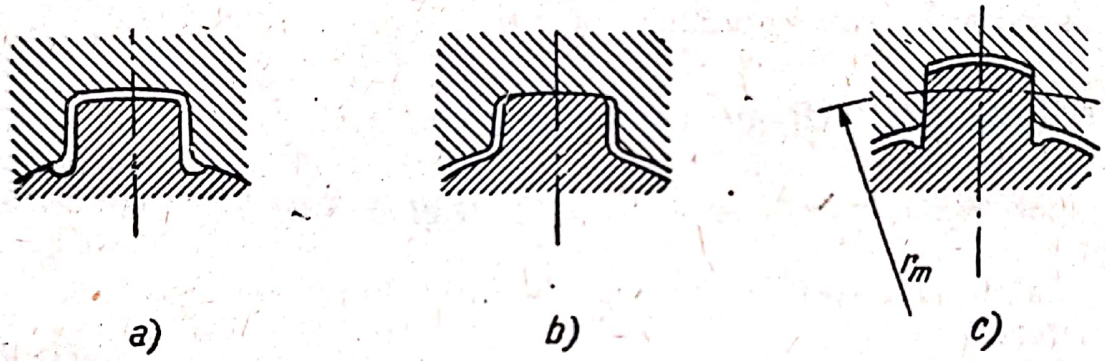


Fig. 147. Centrarea îmbinărilor prin caneluri.

nările prin caneluri prezintă trei feluri de centrări: centrare interioară (fig. 147,*a*) centrare exterioară (fig. 147,*b*) şi cen-

Tabela 29

Presiuni admisibile la strivire pentru asamblări prin caneluri

Felul sarcinii	p_a în kgf/cm²	
	Asamblări fixe	Asamblări mobile sub sarcină
Sarcini cu variaţii mici	700—1 100	200—350
Sarcini cu variaţii mari	600—1 000	150—250
Sarcini cu şocuri	300— 500	80,0—150

Valorile date pentru p se multiplică cu $K = 1{,}3 \div 1{,}4$ pentru materiale cu suprafeţele de contact tratate termic.

Scanned with OKEN Scanner

trare laterală (fig. 147,*c*) după cum centrarea are loc pe diametrul interior sau exterior al arborelui sau pe flancurile proeminenţelor. Asemenea îmbinări se întîlnesc la autovehicule, la maşini-unelte şi la cuplaje, unde organele montate pe arborii canelaţi au deplasări axiale. Forma proeminenţelor cea mai mult folosită este dreptunghiulară, uşor de realizat prin frezare. Canalele din butuc se execută prin mortezare sau prin broşare. Alte forme ale proeminenţelor, ca: cea triunghiulară, trapezoidală sau evolventă, se folosesc mai rar.

E l e m e n t e d e c a l c u l. Părţile laterale ale proeminenţelor sînt solicitate la strivire, datorită apăsării pe suprafaţa lor în timpul transmiterii momentului de răsucire. Se face o verificare la presiunea de contact pentru forţa periferică $F = \frac{M_t}{r_m}$ [kgf], în care M_t în kgf cm, este momentul de transmis, r_m în cm, este raza medie a circumferinţei mediane a suprafeţei laterale. Cunoscîndu-se forţa de apăsare totală, presiunea este dată de relaţia $p = \frac{F}{z \cdot A_1} = \frac{M_t}{z \cdot A_1 r_m} < p_a$ (tabela 29).

S-a notat cu A_1, în cm², aria unei părţi laterale supuse la strivire; cu z — numărul de caneluri, respectiv de proeminenţe.

Rezultă:

$$A_1 = K \cdot \left(\frac{D-d}{2} \right) \cdot L,$$

în care s-a notat:

D — diametrul exterior al arborelui, în cm;

d — diametrul interior al arborelui, în cm;

$K = 0{,}7$, coeficient de corecţie (sarcina nu se repartizează uniform pe toate părţile laterale din eventuale cauze tehnologice rezultate din prelucrare).

Exemplu de calcul. Să se calculeze lungimea de îmbinare prin caneluri cu deplasări axiale pentru transmiterea unui moment de răsucire $M_t = 20\,000$ kgf cm de către un arbore canelat din oţel cu $\sigma_r = 50$ kgf/cm².

R e z o l v a r e: Calculul diametrului interior al arborelui supus la răsucire:

$$W = \frac{M_t}{\tau_{at}} = \frac{20\,000}{150} = 134 \text{ cm}^3.$$

S-a ales $\tau_{at} = 150$ kgf/cm², deoarece arborele este supus şi la alte solicitări (încovoiere), eventual la solicitări variabile.

Pentru modulul de rezistenţă $W = 134$ cm³ alegem un arbore cu $d = 52$ mm.

Arbori și butuci canelați. Condiții tehnice *Tabela 30*

Dimensiuni, în mm

d	Seria ușoară STAS 1768-50			Seria mijlocie STAS 1769-50			Seria grea STAS 1770-50		
	D	b	z	D	b	z	D	b	z
11				14	3				
13				16	3,5				
16				20	4		20	2,5	
18				22	5		23	3	
21				25	5	6	26	3	
23	26	6		28	6		29	4	10
26	30	6	6	32	6		32	4	
28	32	7		34	7		35	4	
32	36	6		38	6		40	5	
36	40	7		42	7		45	5	
42	46	8		48	8		52	6	
46	50	9	8	54	9	8	56	7	
52	58	10		60	10		60	5	
56	62	10		65	10		65	5	16
62	68	12		72	12		72	6	
72	78	12		82	12		82	7	
82	88	12		92	12		92	6	
92	98	14	10	102	14	10	102	7	20
102	108	16		112	16		115	8	
112	120	18		125	18		125	9	

Din tabela 30 alegem pentru seria mijlocie, STAS 1769-50, arborele canelat cu: $d=52$ mm; $D=60$ mm; $z=8$ (caneluri).

Calculul lungimii de îmbinare:

Părțile laterale ale proeminențelor sînt supuse la strivire cu forța

$$F=\frac{M_t}{r_m}=\frac{M_t}{\frac{d}{2}}=\frac{20\,000}{2{,}6}=7\,700 \text{ kgf.}$$

Relația de calcul la strivire este

$$p=\frac{F}{zA_1};\ p=\frac{F}{z\cdot K\cdot\left(\frac{D-d}{2}\right)\cdot L};$$

Scanned with OKEN Scanner

din aceasta rezultă lungimea de îmbinare:

$$L = \frac{2F}{K \cdot z \cdot p \cdot (D-d)} = \frac{2 \cdot 7\,700}{0{,}7 \cdot 8 \cdot 250\,(6-5{,}2)} = 14 \text{ cm.}$$

11.2.3. **Şuruburile. Definiţii, caracterizare, clasificare, tehnologie.** Şurubul este un organ de maşină pentru asamblări demontabile şi pentru transmiterea de forţă sau de mişcări. Partea caracteristică a şurubului este filetul, constituit din înfăşurarea pe o elice directoare (spiră) a unei proeminenţe pe corpul cilindric al şurubului.

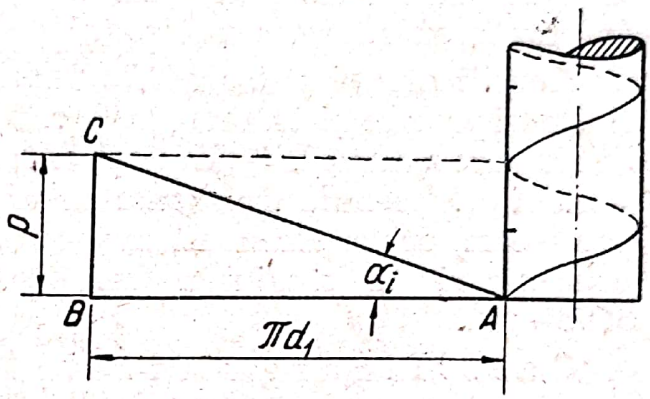


Fig. 148. Pasul filetului.

Distanţa dintre două spire, măsurată pe generatoarea corpului cilindric, este pasul filetului. Între pasul filetului şi desfăşurarea circumferinţei cilindrului rezultă relaţia (din triunghiul dreptunghic ABC) (fig. 148):

$$p = \pi \cdot d_1 \operatorname{tg} \alpha_i,$$

în care:

α_i este unghiul de înclinare a spirei (filetului) faţă de un plan perpendicular pe axa cilindrului;

d_1 — diametrul interior al şurubului, în partea filetată;

p — pasul filetului.

M a t e r i a l ş i t e h n o l o g i e. Şuruburile se execută din OL38 STAS 794—49. În STAS 2700-51 se prescrie fabricaţia şi recepţia şuruburilor. După scopul şi condiţiile de funcţionare, se folosesc OL42, OL50, OLC45 şi chiar oţeluri aliate. Şuruburile de îmbinare de la capetele bielei de la mecanismul bielă-manivelă al locomotivei, autovehiculelor sînt din oţeluri aliate. Pentru medii corosive de funcţionare a asamblărilor prin şuruburi se folosesc pentru executarea şuruburilor oţeluri inoxidabile, alama, cuprul.

Filetul şurubului se execută prin operaţia de filetare, manual sau mecanic.

— Executarea filetului manual. Pentru şuruburi, filetul se execută cu filiera, iar pentru piuliţe cu tarodul, prin mai multe

Scanned with OKEN Scanner

treceri ale uneltelor de filetat pînă la realizarea filetului prescris.

— Executarea filetului mecanic se face la maşini-unelte:

a) la strung, cu cuţite care au vîrful corespunzător filetului;

b) la maşinile speciale, prin rulare şi presare folosind valţuri speciale cu profilul filetului. La maşinile-unelte se execută un filet mai precis, mai rezistent şi de calitate faţă de filetele executate cu filiera sau tarodul pe cale manuală.

Rectificarea şi lustruirea fundului filetului, filetul executat prin rulare şi presare şi tratamentele termochimice constituie mijloace de ridicare a durabilităţii şuruburilor supuse la oboseală (solicitări variabile). Trebuie prevăzute degajări (treceri cu raze de racordare mari) de la partea filetată la corpul nefiletat pentru a evita concentrări de tensiuni. Degajările sînt prevăzute în STAS 3508—52.

Calsificarea filetelor şi şuruburilor.

a) După forma secţiunii transversale, se deosebesc următoarele profile de filete (fig.149):

— filet triunghiular (metric, Whitworth, fig. 149, *a* şi *b*);
— filet pătrat sau dreptunghic (fig. 149, *f*);
— filet trapezoidal (fig. 149, *c*);
— filet-ferăstrău (fig. 149, *d*);
— filet rotund (fig. 149, *e*).

Filetul triunghiular metric se caracterizează prin unghiul de vîrf β al profilului, de 60°. Vîrfurile şi fundurile sînt teşite la o distanţă de $\frac{t}{8}$ de la vîrful teoretic al triunghiului (t este înălţimea teoretică a triunghiului). Prin aceasta se realizează un joc — a — suficient pentru a pătrunde uleiul necesar ungerii şi a se realiza contactul pe flancurile filetului.

Dimensiunile filetului metric sînt standardizate şi prescrise în STAS 645—49; 510—49; 897—50.

Filetul triunghiular Whitworth (în ţoli) se caracterizează prin unghiul de vîrf β de 55°. Acest filet este dat în STAS 611—49. Se măsoară în ţoli. Un ţol (1″) este de 25,4 mm. Numărul de paşi pe ţol este $Z = \frac{25,4}{p}$. Teşiturile de la vîrful şi fundul filetului sînt la o distanţă de $\frac{t}{6}$ faţă de vîrfurile teoretice ale triunghiului (t este înălţimea triunghiului). Filetul pătrat are adîncimea de jumătate de pas. Jocul radial se realizează între extremitatea filetului şurubului şi fundul filetului piuliţei.

Scanned with OKEN Scanner

STAS 3203-52 prevede fileturi pătrate cu pas mare, normal și fin.

Filetul trapezoidal se caracterizează prin profilul trapezoidal cu un unghi de vîrf de 30 ° (trapez isoscel).

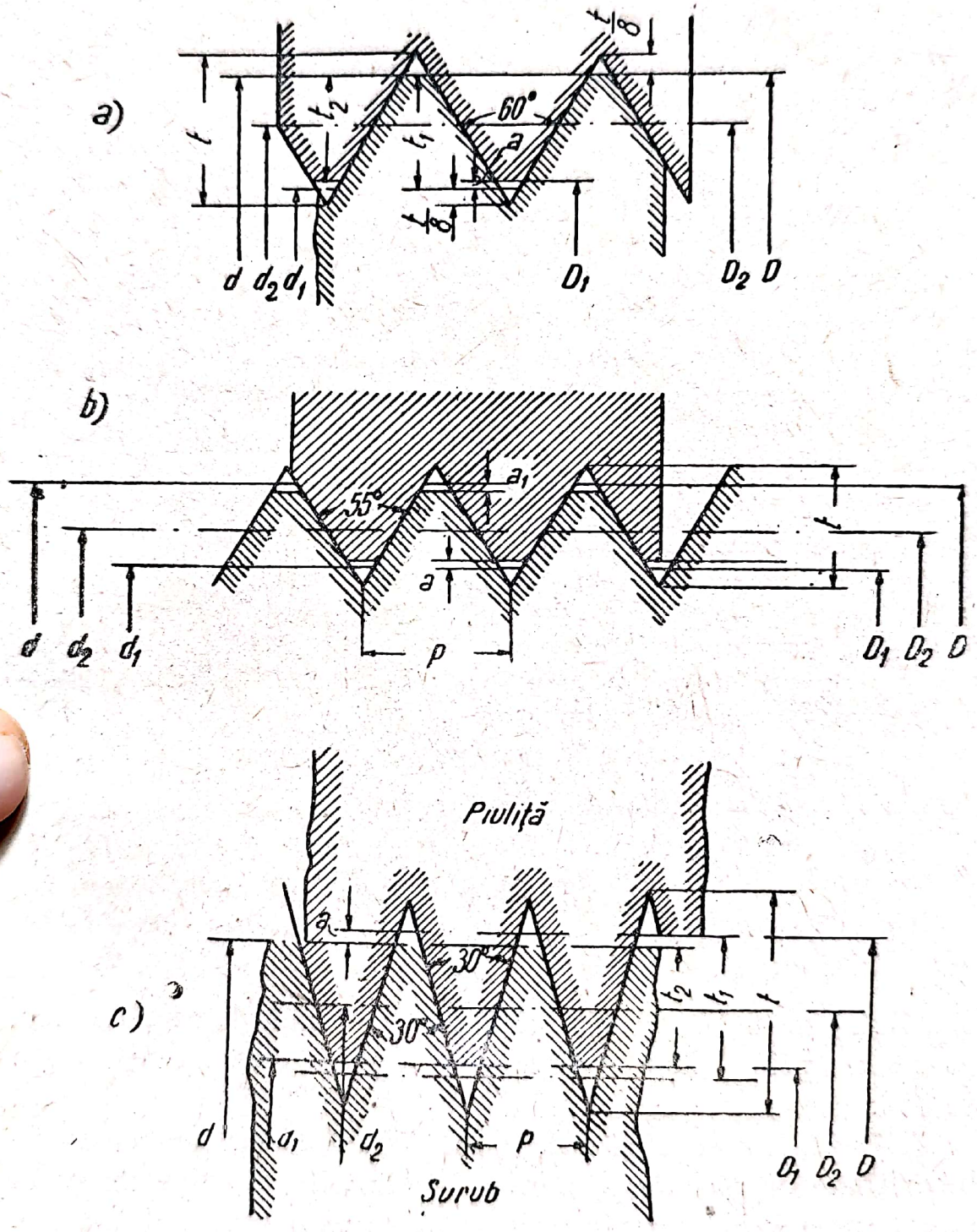


Fig. 149. Profilul filetelor :
a — triunghiular metric; *b* — triunghiular Whitworth; *c* — trapezoidal;

Scanned with OKEN Scanner

Filetul-ferăstrău este o variantă a filetului trapezoidal. Acesta poate prelua sarcina într-un singur sens pe flancul cu o înclinare sub 3°. Celălalt flanc este înclinat la 30° şi faţă de el şi piesa cu care se asamblează există un joc de 0,2 mm.

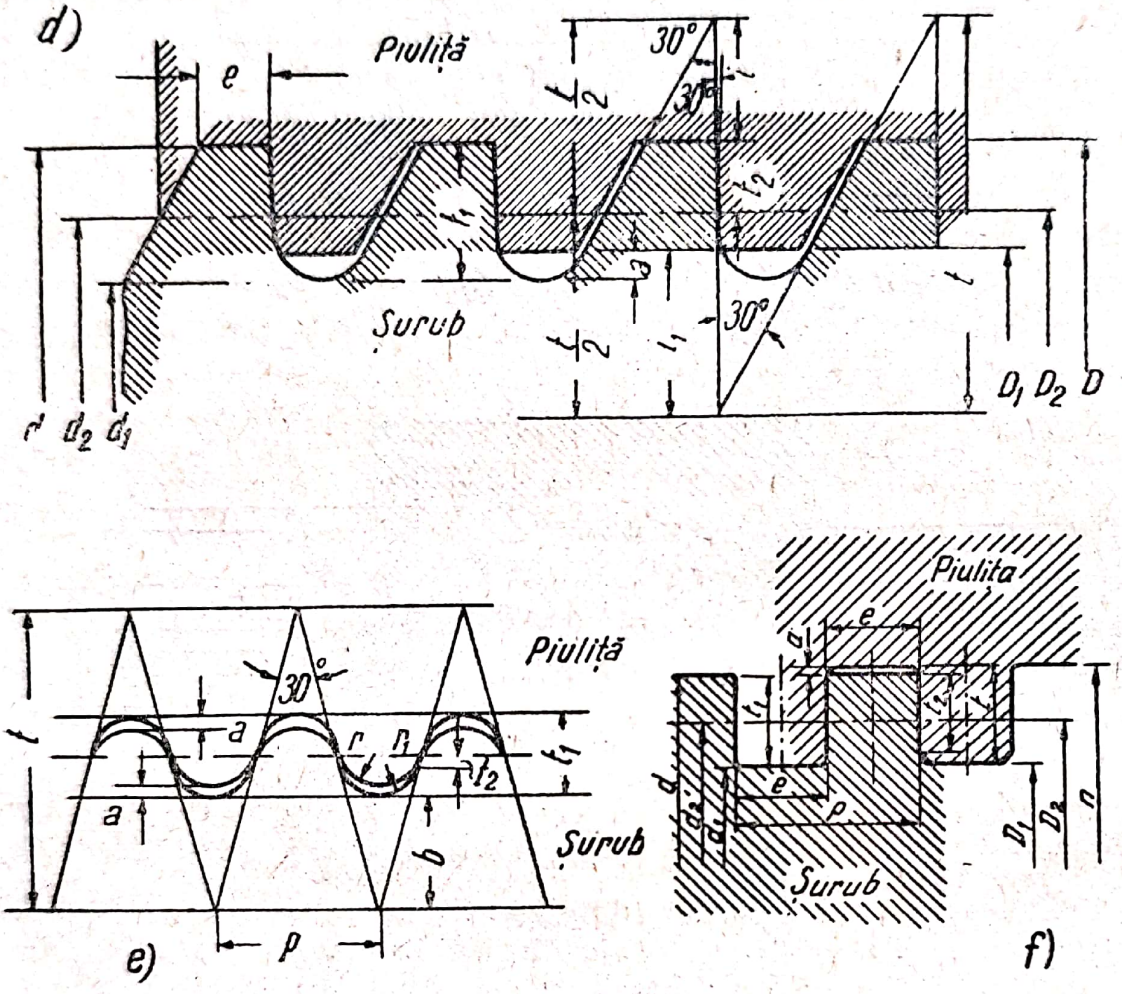


Fig. 149. Profilul filetelor:
d — ferăstrău; *e* — rotund; *f* — pătrat (dreptunghiular).

Filetul rotund are vîrful şi fundul în formă de arce de cerc, racordate prin drepte înclinate care formează un unghi de 30°.

b) După finețea filetului, pasul şi adîncimea lui, se deosebesc: filete cu pas mare, normal şi fin. Filetele fine au pasul şi înălţimea spirelor mai mici decît cele cu pas normal şi mare. Filetele fine se folosesc la îmbinările care prezintă o precizie mai mare.

c) După direcţia de înfăşurare a spirei se deosebesc: filet dreapta şi filet stînga.

Filetul spre dreapta se foloseşte cel mai frecvent şi se deosebeşte, văzut din faţă, prin înfăşurarea spirelor urcînd de la stînga spre dreapta. Strîngerea (înaintarea piesei filetate) la filetul dreapta se face rotind şurubul sau piuliţa de la stînga spre dreapta (în sensul mişcării acelor unui ceasornic). Pentru filetul spre stînga, atît înfăşurarea cît şi strîngerea este în sens invers celui descris pentru filetul spre dreapta.

d) După numărul de începuturi, se deosebesc: filete cu un început şi filete cu două, trei şi mai multe începuturi. Şuruburile de strîngere sînt în general cu un început, iar şuruburile de mişcare sînt cu 1-3 începuturi. Filetele cu un început au un singur fir care se înfăşoară, iar cele cu mai multe începuturi au un număr corespunzător de fire paralele pornite de la baza cilindrului. La baza cilindrului (perpendicular pe axa şurubului) se poate vedea numărul firelor, deci al începuturilor; acestea se pot constata şi după numărul spirelor pe un pas al unui fir (proeminenţă).

e) După forma corpului de bază al filetului se deosebesc: filete cilindrice şi filete conice. În general, şuruburile sînt cu filete cilindrice. În cazuri speciale, de centricitate şi fixare bună, se folosesc filete conice. Asemenea filete se folosesc la instalaţiile din industria petroliferă, la sonde.

f) După sistemul de măsurat se foloseşte:

— sistemul metric;

— sistemul Whitworth (în ţoli).

Sistemul metric se foloseşte în industria noastră constructoare de maşini. Pentru şuruburi, filetul se măsoară în milimetri (pasul, diametrul). Sistemul în ţoli se foloseşte numai la piese de schimb (şuruburi) pentru utilaje importate, care sînt cu filete în acest sistem de măsurat.

g) După scop (rolul funcţional), filetele respectiv şuruburile se clasifică în următoarele tipuri:

— şuruburi de fixare (de strîngere);

— şuruburi de etanşare;

— şuruburi de mişcare;

Scanned with OKEN Scanner

— şuruburi de reglare;
— şuruburi de măsurat.

Şuruburile de fixare sînt cu filet triunghiular-metric şi în ţoli. Se folosesc la asamblări fixe. Şuruburile de mişcare cu filetul pătrat, trapezoidal, dreptunghiular sau ferăstrău se folosesc la maşinile de ridicat (cric cu şurub), la maşinile-unelte (şurubul conducător de la strung, şurubul de avans al păpuşii mobile), prese cu şurub etc.

Şuruburile de reglare cu precizie, se folosesc la instrumente speciale de măsurat (micrometru).

F o r m e l e c o n s t r u c t i v e a l e ş u r u b u r i l o r. La îmbinările cu şuruburi se cer anumite forme constructive corespunzătoare scopului. Astfel sînt:

— Şuruburi cu cap hexagonal.

Asemenea şuruburi sînt cele mai răspîndite. Sînt cu filet metric şi în ţoli STAS 920-50 şi STAS 921-50.

— Şuruburi cu cap hexagonal filetat pe toată lungimea tijei, cu filet metric şi în ţoli (STAS 2117-51 şi 2118-51).

— Şurub cu cap pătrat cu filet metric şi în ţoli (STAS 1472-50 şi STAS 1473—50).

— Şurub cu cap înecat şi nas, cu filet metric şi în ţoli (STAS 1474-50 şi STAS 1475—54).

— Şurub pentru fundaţii — STAS 2350—51.

— Şurub prezon — STAS 3953—53.

— Şurub pentru lemn cu cap semirotund — STAS 1451—50.

— Şurub pentru lemn cu cap înecat — STAS 1452—50.

— Şurub pentru lemn cu cap semiînecat — STAS 1453—50.

În figura 150 sînt reprezentate şuruburi cu diferite forme constructive.

11.2.3.1. *Elementele componente constructive de la o îmbinare cu şuruburi.* La o îmbinare cu şuruburi, în general, se folosesc următoarele elemente:

a. Ş u r u b u l p r o p r i u - z i s, constituit din capul şurubului şi tija lui, care poate fi filetată pe o parte sau pe toată lungimea sa. După condiţiile constructive de îmbinare şi de formă a şuruburilor, sînt şuruburi, numite prezoane, care nu au cap hexagonal, pătrat sau de o altă formă. Aceste şuruburi

Scanned with OKEN Scanner

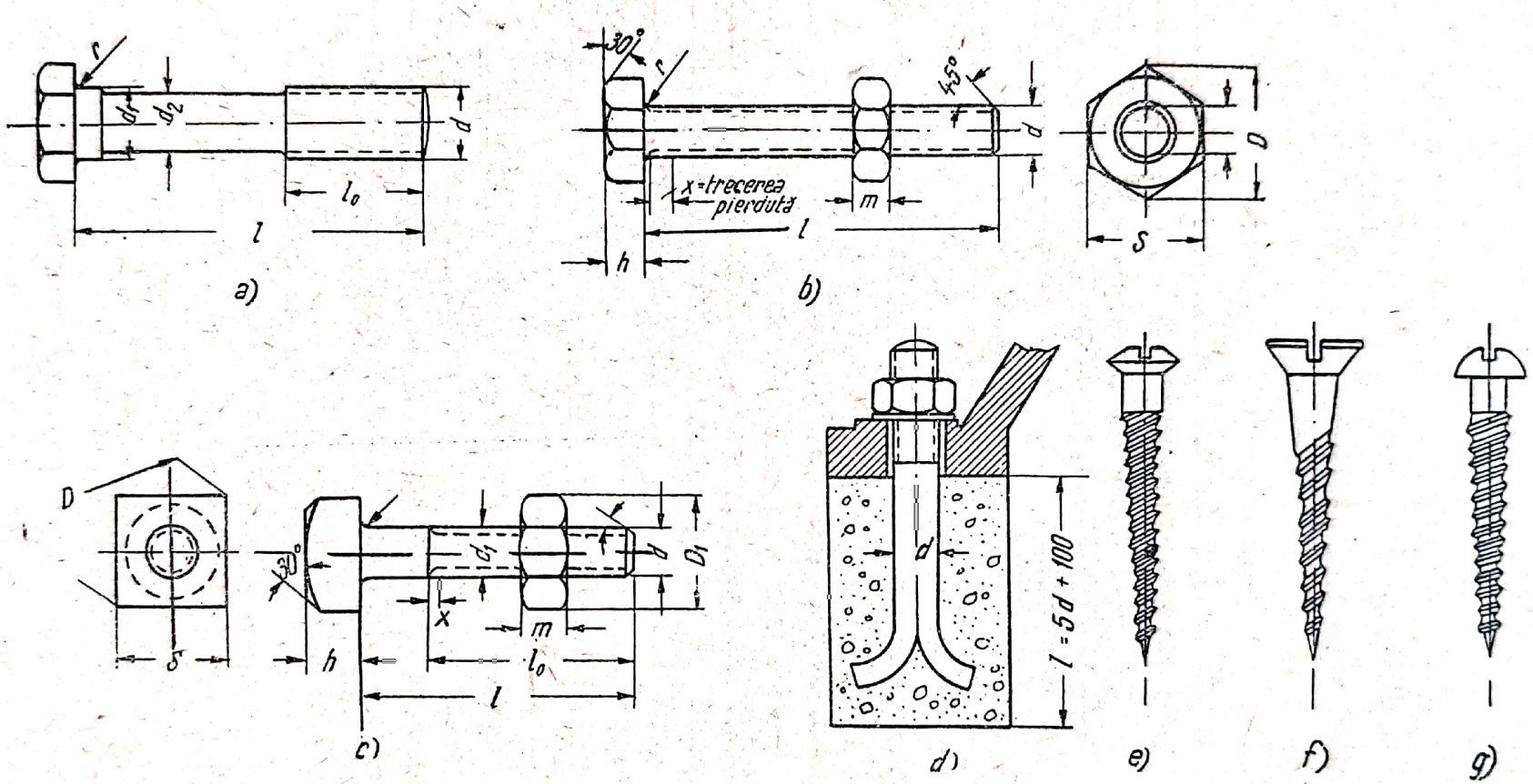


Fig. 150. Şuruburi cu diferite forme constructive :

a — cu cap hexagonal; *b* — cu cap hexagonal filetat pe toată lungimea; *c* — cu cap pătrat; *d* — pentru fundaţii; *e* — pentru lemn, cu cap semirotund; *f*, *g* — pentru lemn, cu cap înecat.

Scanned with OKEN Scanner

sînt filetate la ambele capete; cu un cap se fixează în piesă şi la celălalt se strînge cu piuliţa.

b. P i u l i ţ a este un alt element al îmbinării cu şuruburi. Se foloseşte la îmbinări de strîngere şi la şuruburi de mişcare (piuliţe speciale). Formele şi dimensiunile piuliţelor sînt standardizate. Piuliţele au profilul filetului corespunzător şuruburilor în care se montează.

După calitatea de prelucrare se deosebesc:

— piuliţe brute, executate prin presare la cald sau la rece;

— piuliţe prelucrate la maşini automate, din bare calibrate.

Din punct de vedere constructiv, piuliţele au diferite forme:

— piuliţe hexagonale brute, cu filet metric, STAS 922-50, şi piuliţe înalte, cu filet metric, STAS 4372—54 (fig. 151, *a*);

— piuliţe pătrate brute, cu filet metric, STAS 926-50 (fig. 151, *b*);

— piuliţe randalinate (fig. 151, *c*);

— piuliţe crenelate prelucrate, cu filet metric , STAS 4083—53 (fig. 151, *d*);

— piuliţe cu mîner (fig. 151, *e*).

Piuliţele hexagonale sînt cele mai mult folosite la îmbinările cu şuruburi. Cele crenelate se caracterizează prin crestăturile din partea superioară, prin care se introduce un cui spintecat ce trece prin şurub şi asigură piuliţa ca să nu se desfacă în timpul folosirii ansamblului îmbinat.

Piuliţa randalinată şi cea cu mîner se folosesc pentru strîngeri rapide cu mîna.

S-au dat unele exemple de forme ale piuliţelor. După scop şi cerinţele constructive, mai sînt şi alte forme ale piuliţelor (cu aripioare — fluture — pentru strîngeri rapide cu mîna; piuliţe închise — cu căciulă — pentru închiderea scurgerii unor fluide, apă, gaze etc.).

Piuliţele sînt executate din materiale similare şuruburilor. Piuliţele presate la cald sau fabricate la rece sînt din oţel-fosfor (OLF), cu rezistenţa de rupere de $\sigma_r = 50$ kgf/mm^2.

c. Ş a i b e l e, numite şi rondele, au forma de disc cu o gaură la mijloc, al cărei diametru este puţin mai mare decît cel al şurubului. Şaiba se montează sub piuliţă, pentru a asigura o mai bună repartizare a presiunii pe o suprafaţă mai mare şi pentru a evita uzarea piesei de către piuliţă în timpul strîngerii. Şaiba asigură o aşezare mai bună a piuliţei, evitînd astfel

Scanned with OKEN Scanner

deformarea şurubului şi crearea unor solicitări suplimentare datorită unei eventuale strîngeri strîmbe a piuliţei.

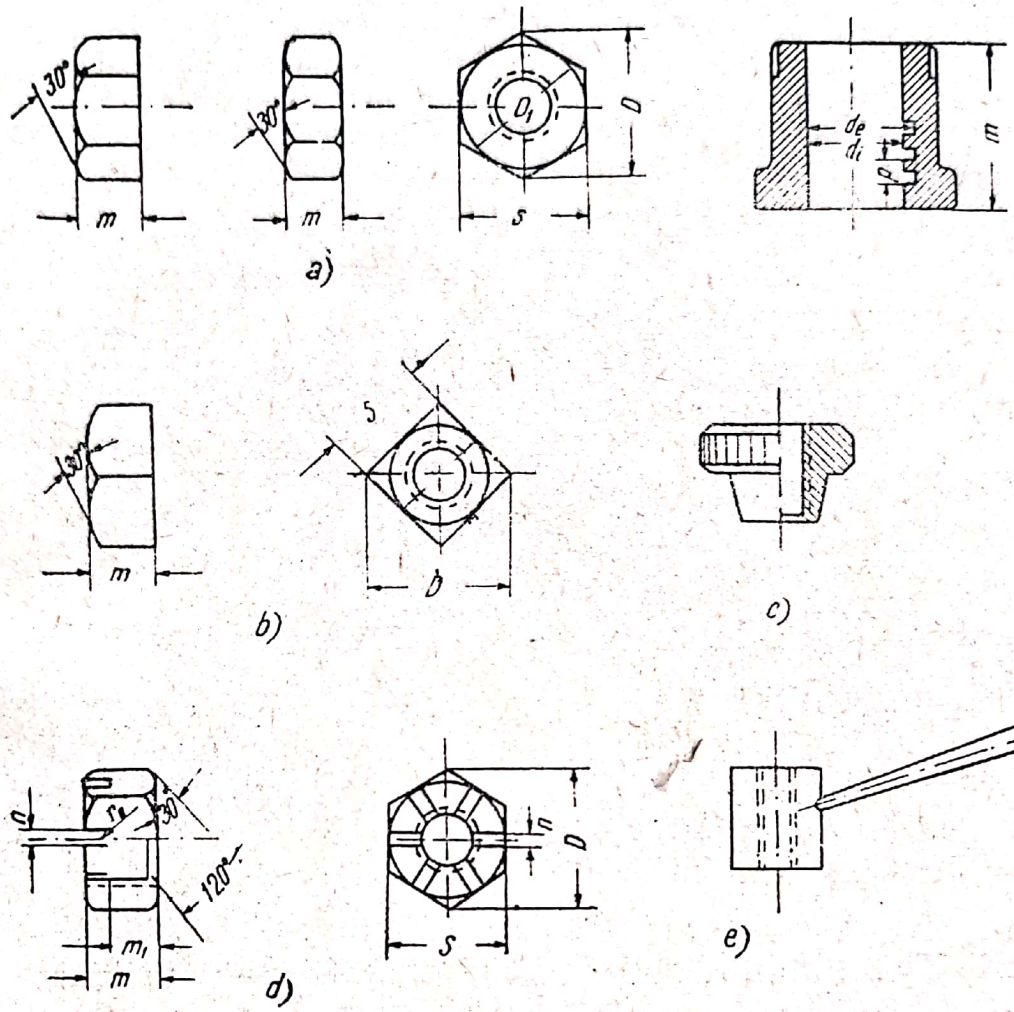


Fig. 151. Piuliţe cu diferite forme constructive :
a — hexagonale şi înalte; *b* — pătrate; *c* — randalinate; *d* — crenelate; *e* — cu mîner.

După modul de prelucrare sînt:

— şaibe brute, tip *A*, *B*, *C*, *D*, — STAS 1388—50;

— şaibe prelucrate, forma *A*, fără teşitură, şi forma *B*, cu teşitură, STAS 5200—56.

Şaibele prelucrate prezintă o precizie mai mare din punct de vedere al calităţii suprafeţelor şi sînt cu toleranţe restrînse.

Şaibele brute tip *A* cu gaură rotundă se folosesc pentru îmbinări metalice. Şaibele brute tip *B*, *C*, *D* se folosesc pentru lemn şi se deosebesc după forma găurii (rotundă sau pătrată) şi după forma exterioară (rotundă sau patrată).

În figura 152 sînt reprezentate diferite şaibe.

Scanned with OKEN Scanner

d. Cheile sînt piese cu care se strîng piuliţele şi şuruburile. Se deosebesc chei fixe, simple sau duble, care sînt cele mai răspîndite, chei cu cap cîrlig, chei tubulare.

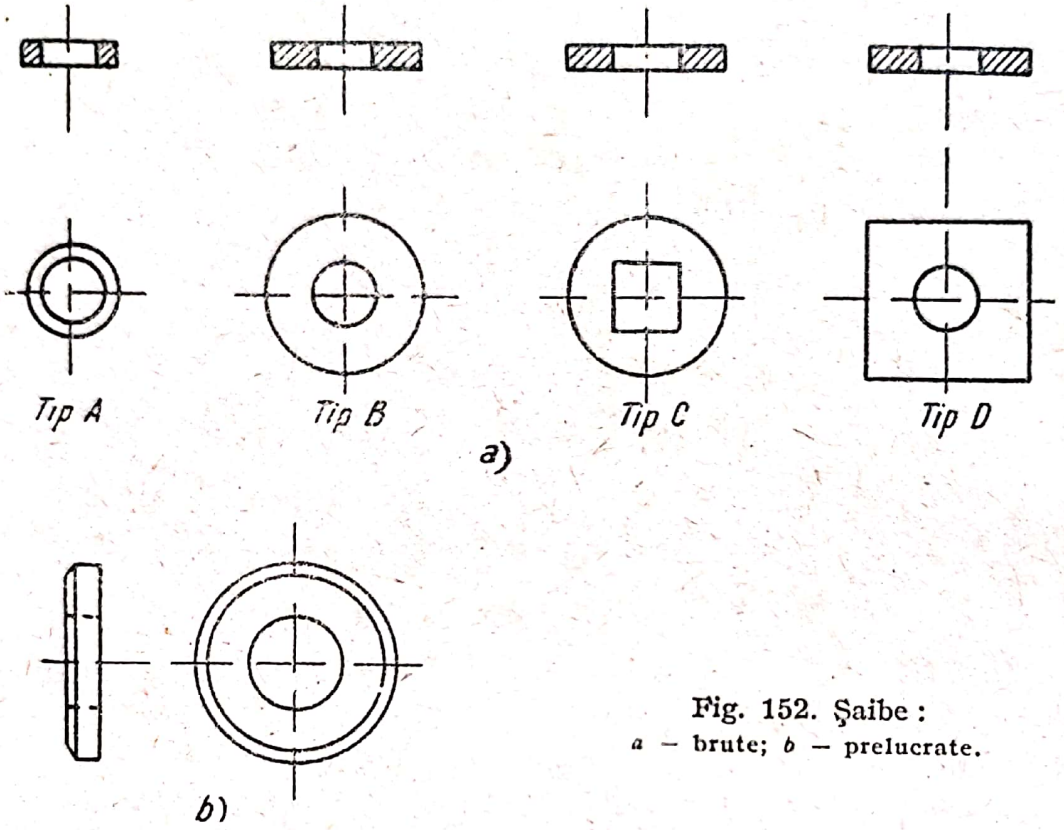


Fig. 152. Şaibe :
a — brute; *b* — prelucrate.

Cheile fixe sînt din oţel OLC35, STAS 880—49 îmbunătăţit şi se execută prin matriţare (fig. 153). Cheile sînt standardizate prin STAS 581—51, pentru cele simple, şi STAS 582—51 pentru cele duble. Cheile duble au două capete de lucru, pentru mărimi succesive ale piuliţelor. Lungimea braţului de cheie este de $l=(12-20)d$, în raport cu dimensiunea şuruburilor.

Cheile tubulare se folosesc pentru strîngerea piuliţelor respectiv a şuruburilor cu capul îngropat, iar cheile cu cap-cîrlig se folosesc pentru piuliţe cilindrice cu canale sau găuri.

Asigurarea contra desfacerii piuliţelor. La asamblările supuse mişcărilor şi trepidaţiilor, piuliţele trebuie asigurate contra desfacerii. În figura 154 sînt reprezentate diferite sisteme de asigurare contra desfacerii piuliţelor, printre care:

— şaibă de asiguranţă, forma *A* (cu umăr) şi forma *C* (cu nas), STAS 2241—56;

— şaibă elastică spintecată, numită şi inel Grower, STAS 2731—51;
— contrapiuliţă, care măreşte strîngerea;
— cui spintecat, trecut prin şurub deasupra piuliţei.

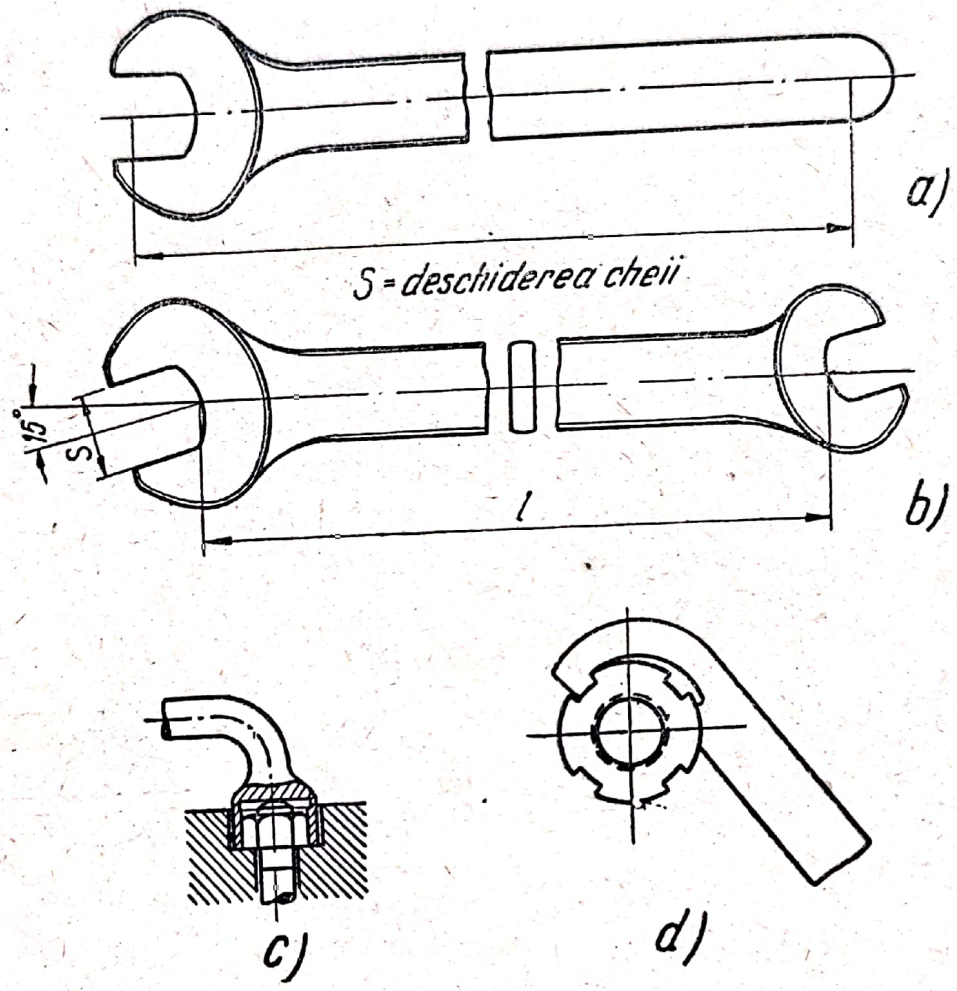


Fig. 153. Chei pentru îmbinări cu şuruburi:
a — simplă; *b* — dublă; *c* — tubulară; *d* — cu cap-cîrlig.

Asigurarea cu şaibă elastică şi cu contrapiuliţă se foloseşte cu scopul de a împiedica crearea jocului între spirele filetului, care duce la desfacerea piuliţei în timpul mişcării piesei asamblate. Sistemul de asigurare cu şaibă de siguranţă nu permite rotirea piuliţei, iar cel cu cui spintecat nu permite deplasarea piuliţei din poziţia de strîngere. Mai sînt şi alte sisteme de asigurare contra desfacerii piuliţelor, care se folosesc în cazuri speciale de imobilizare a asamblării pe o perioadă mare de funcţionare; astfel se practică uneori ca piuliţa să se fixeze prin puncte de sudură de piesă sau printr-un şurub mic montat jumătate în şurub şi jumătate în piuliţă.

Scanned with OKEN Scanner

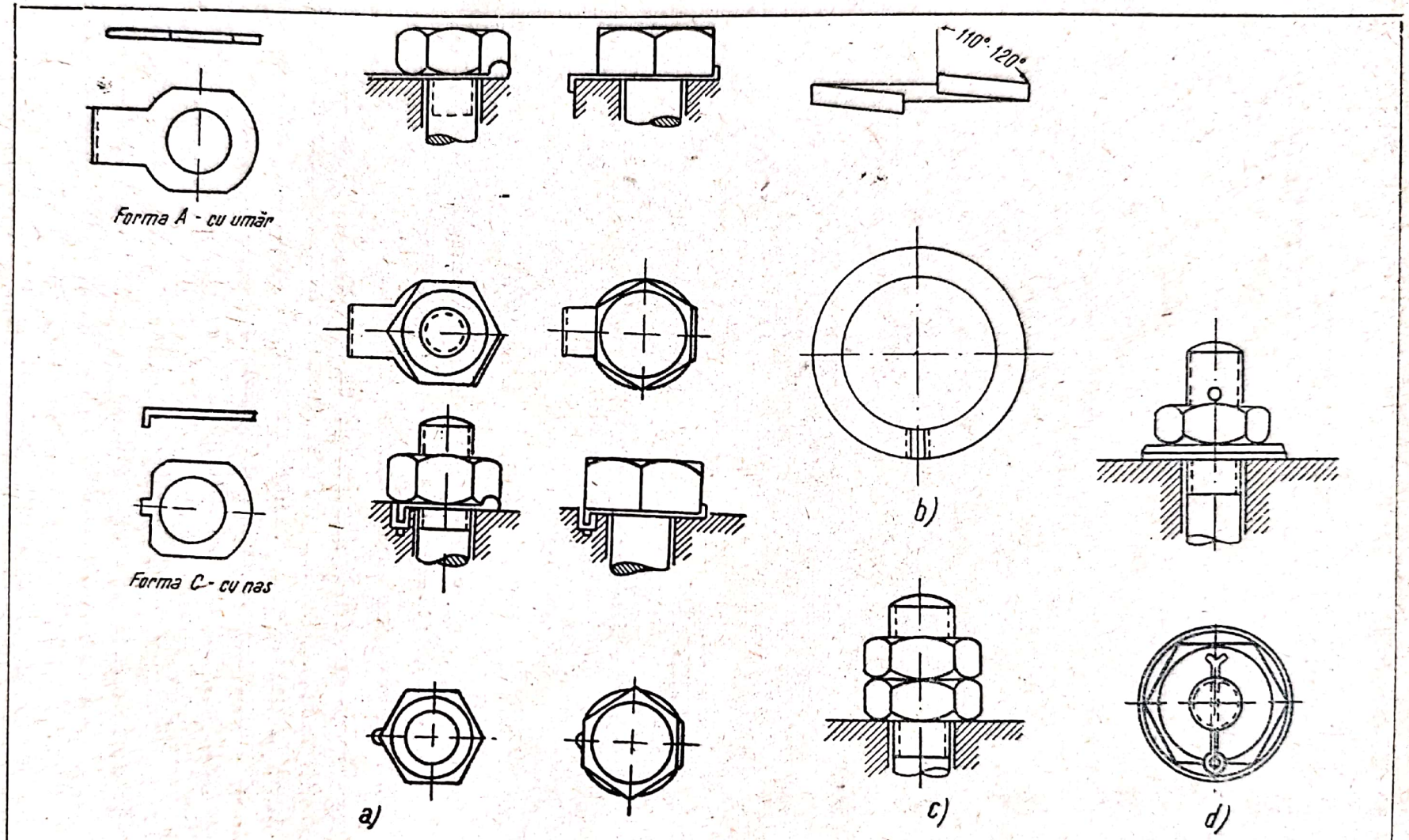


Fig. 154. Asigurarea contra desfacerii piuliţelor :
a — cu şaibă de siguranţă; *b* — şaibă elastică spintecată; *c* — cu contrapiuliţă; *d* — cu cui spintecat.

Scanned with OKEN Scanner

Elemente de calcul. 1. Frecarea și condiția de autofrînare. Prin strîngerea piuliței sau a șurubului rezultă o forță axială P, în cazul șuruburilor de fixare, sau se poate ridica o sarcină P', în cazul șuruburilor de mișcare. Atît pentru strîngere cît și pentru ridicarea unei sarcini cu ajutorul îmbinărilor prin șurub-piuliță trebuie să se acționeze cu o forță pentru rotirea șurubului, respectiv a piuliței.

Un corp de greutate P [kgf] se deplasează pe un plan înclinat cu un unghi de înclinare α_m a spirelor (filetului) și pentru mișcarea lui trebuie acționat cu o forță de H [kgf]. Neglijînd frecarea din sistemul de forțe, avînd în vedere și reacțiunea N pe suprafața planului înclinat și făcînd proiecția forțelor pe direcția planului înclinat , rezultă: (fig. 155).

$$P \cdot \sin \alpha_m - H \cdot \cos \alpha_m = 0, \quad \text{deci} \quad H = P \cdot \operatorname{tg} \alpha_m.$$

Luînd în considerare și frecarea, unghiul α_m dintre forța N și P devine $(\alpha_m+\varphi)$, în care φ este unghiul conului de frecare, și în sistemul de forțe apare forța de frecare F. Făcînd proiecția forțelor pe direcția planului înclinat, rezultă:

$$F + P \cdot \sin \alpha_m - H \cdot \cos \alpha_m = 0.$$

Forța de frecare este $F=\mu.N$, în care reacțiunea normală la suprafața înclinată se calculează făcînd proiecția forțelor P și H pe direcția normalei:

$$N = P \cdot \cos \alpha_m + H \cdot \sin \alpha_m.$$

Echilibrul componentelor pe direcția planului înclinat este:

$$\mu(P \cdot \cos \alpha_m + H \cdot \sin \alpha_m) + P \cdot \sin \alpha_m - H \cdot \cos \alpha_m = 0,$$

de unde rezultă:

$$H = P \cdot \frac{\sin \alpha_m + \mu \cdot \cos \alpha_m}{\cos \alpha_m - \mu \cdot \sin \alpha_m},$$

simplificînd fracția cu $\cos \alpha_m$, rezultă

$$H = P \frac{\operatorname{tg} \alpha_m + \mu}{1 - \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha_m}$$

și înlocuind $\mu=\operatorname{tg} \varphi$, relația devine:

$$H = P \frac{\operatorname{tg} \alpha_m + \operatorname{tg} \varphi}{1 - \operatorname{tg} \alpha_m \cdot \operatorname{tg} \varphi}$$

sau:

$$H = P \cdot \operatorname{tg} (\alpha_m + \varphi).$$

Avînd în vedere şi frecarea dintre spire ($\mu = \text{tg}\varphi$), relaţia dintre forţa de răsucire H a şurubului aplicată pe raza medie a spirei (r_m), şi sarcina axială P este: $H = P \text{ tg } (\alpha_m + \varphi)$, rezultată din sistemul de forţe ce acţionează pe spirele înclinate cu un-

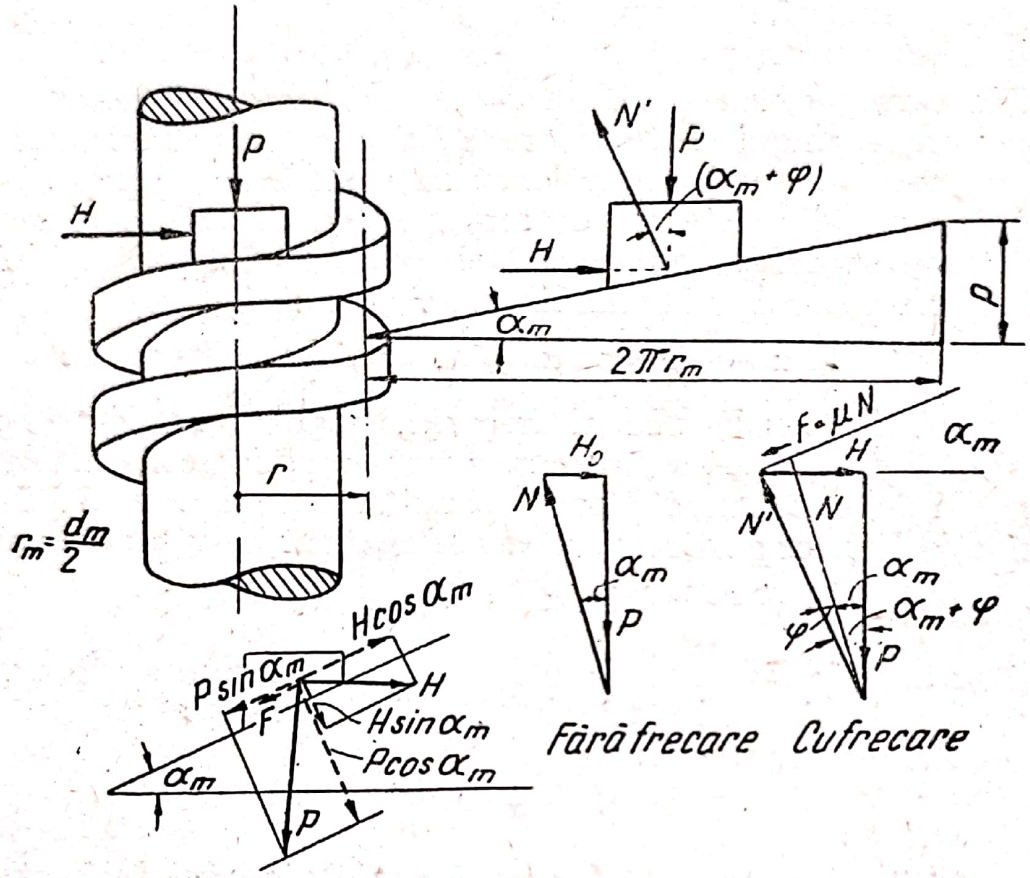


Fig. 155. Sistemul de forţe la şurubul de mişcare.

ghiul α_m faţă de planul perpendicular pe axa şurubului (fig. 155). În cazul desfacerii piuliţei (şurubului) sau a coborîrii sarcinii P, avînd în vedere frecarea în sens opus, relaţia devine:

$$H' = P \text{ tg } (\alpha_m - \varphi).$$

Aceste relaţii se aplică pentru filetul pătrat şi dreptunghiular, iar pentru cel triunghiular relaţiile sînt similare, cu singura deosebire că se înlocuieşte φ cu $\varphi' > \varphi$ deoarece intervine unghiul de vîrf al filetului (β) ca efect de pană, mărind frecarea dintre spire:

$\varphi' = \text{arc tg } \mu'$, iar $\mu' = \dfrac{\mu}{\cos \dfrac{\beta}{2}}$, în care μ este coeficientul

de frecare a materialelor în contact şi β unghiul de vîrf al spirelor ($\beta=60°$ pentru filet metric, $\beta=55°$ pentru filet în ţoli — Whitworth).

Pentru şuruburi şi piuliţe din oţel se ia $\mu=0{,}1-0{,}15$, fără ungere, şi $\mu=0{,}05-0{,}08$ pentru filete unse.

Analizînd relaţia $H'=P\operatorname{tg}(\alpha_m-\varphi)$, rezultă următoarele concluzii:

a) Dacă $\alpha_m>\varphi$, atunci $H'>0$, de unde rezultă că piuliţa are tendinţa de a se desface datorită înclinării prea mari a spirei faţă de unghiul conului de frecare ($\alpha_m>\varphi$). In acest caz, pentru a nu coborî sarcina trebuie să aplicăm o forţă permanentă de susţinere (H').

b) Daca $\alpha_m=\varphi$, atunci $H'=0$, şi piuliţa se găseşte în echilibru sub acţiunea sarcinii, datorită frecării dintre spire; unghiul de înclinare a spirei este cît unghiul conului de frecare a materialelor.

c) Dacă $\alpha_m<\varphi$, atunci $H'<0$. În acest caz se asigură autofrînarea, adică o sarcină ridicată nu coboară singură prin greutatea sa, datorită unghiului mic de înclinare aspirelor faţa de unghiul conului de frecare. Autofrînarea este rezultatul acţiunii forţei rezistente de frecare dintre suprafaţele în contact supuse la forţa axială P. Pentru coborîrea sarcinii, în acest caz trebuie să aplicăm o forţă H de rasucire în sensul coborîrii. In cazul şuruburilor de fixare, se realizează autofrînarea, adică nu se desface piuliţa decît dacă aplicăm o forţă H de răsucire în sensul coborîrii. In cazul şurubului de fixare se realizează autofrînarea, adică nu se desface piuliţa decît dacă aplicăm o forţă H pentru deşurubare (în sens contrar strîngerii).

La filetul triunghiular pentru şuruburi de strîngere, avînd în vedere autofrînare, se ia $\alpha_m=1-3°$ ($\alpha_m<\varphi$), iar la filetul pătrat, dreptunghiular pentru şuruburi de mişcare $\alpha_m=4-5°$ ($\alpha_m<\varphi$). Considerînd $\mu=0{,}1$ rezultă $\varphi=6°$ ($\varphi=\text{arc tg } 0{,}1$).

2. Randamentul şurubului. Randamentul este raportul dintre lucrul mecanic util şi lucrul mecanic consumat;

$$\eta=\frac{L_u}{L_c}.$$

Lucrul mecanic util este dat de deplasarea sarcinii P axial pentru deplasarea cu un pas, $L_u=P\cdot p$; însă se ştie din desfăşurarea spirei că $p=2\pi r_m \operatorname{tg}\alpha_m$, deci $L_u=2\pi r_m\cdot P\cdot\operatorname{tg}\alpha_m$.

Lucrul mecanic consumat este dat de deplasarea forţei H în jurul axei piuliţei şi a şurubului pe raza medie r_m (a spi-

Scanned with OKEN Scanner

rei), iar pentru o rotire, ceea ce corespunde axial pentru un pas, lucrul mecanic consumat este $L_c = H \cdot 2\pi r_m$; însă din relaţiile anterioare s-a arătat că $H = P \cdot \operatorname{tg}(\alpha_m + \varphi)$ pentru ridicarea sarcinii P sau pentru strîngerea şurubului de fixare. Deci $L_c = 2\pi r_m \cdot P \cdot \operatorname{tg}(\alpha_m + \varphi)$.

Folosind relaţiile de mai sus şi făcînd simplificările necesare, randamentul şurubului este dat de următoarea relaţie:

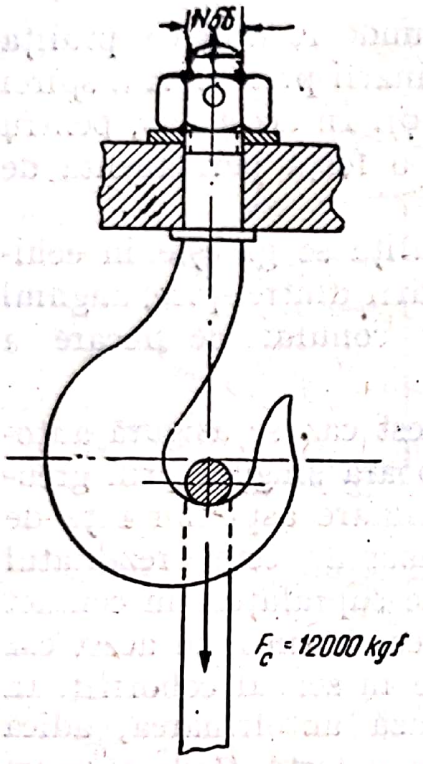


Fig. 156. Cîrlig de macara. Partea filetată solicitată la tracţiune.

$$\eta = \frac{L_u}{L_c} = \frac{2\pi r_m \cdot P \cdot \operatorname{tg} \alpha_m}{2\pi r_m \cdot P \cdot \operatorname{tg}(\alpha_m + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_m}{\operatorname{tg}(\alpha_m + \varphi)}.$$

În concluzie, rezultă că randamentul unui şurub depinde de înclinarea spirelor (α_m) şi de frecarea dintre spire $\mu = \operatorname{tg}\varphi$.

În cazul şuruburilor cu autofrînare, considerînd $\mu = 0{,}1$ deci $\varphi = 6°$ şi $\alpha_m = 5°$, rezultă că

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 5°}{\operatorname{tg}(6° + 5°)} = 0{,}45,$$

ceea ce înseamnă că 55% din lucrul mecanic L_c este consumat prin frecare.

Solicitarea şurubului la tracţiune sau compresiune. Un şurub de strîngere sau tija filetată a unui cîrlig de macara (fig. 156) sînt solicitate la întindere. Relaţia de calcul este $P = \frac{\pi d^2}{4}\sigma_t$, de unde se poate face o dimensionare a diametrului interior al filetului $d_1 = \sqrt{\frac{4P}{\pi \sigma_{at}}}$ sau o verificare la întindere $\sigma_t = \frac{4P}{\pi d_1^2} < \sigma_{at}$.

Pentru şuruburile de mişcare de la cric, cînd sarcina se află ridicată la capătul superior al şurubului, se face un calcul la compresiune a şurubului cu aceleaşi relaţii de mai sus. Pentru şuruburile de oţel (OL38 — OL42) se alege efortul unitar admisibil $\sigma_{at} = 600$—800 kgf/cm^2. Valorile mai mici se iau pentru şuruburi executate manual şi valorile mai mari pentru şuruburi executate mecanic la maşini-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

Solicitarea la strivire a suprafeţelor de contact dintre spire. În cazul unei îmbinări cu şurub, suprafaţa de contact dintre spire (fig. 157) este $A_1 = \pi \cdot (d^2 - d_{min}^2)$, în care d este diametrul exterior al şurubului, iar d_{min}-diametrul interior minimal al piuliţei sau găurii filetate. Raportînd sarcina P axială, la care este solicitat şurubul, la sarcina pe care o poate suporta ($P_1 = A_1 \cdot \sigma_c$) suprafaţa de contact a unei spire, se determină numărul Z de spire necesar pentru rezistenţa la strivire

$$Z = \frac{P}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_{min}^2)\,\sigma_c},$$

sau se poate face verificarea la strivire cu relaţia

$$\sigma_c = \frac{P}{Z \cdot \frac{\pi}{4}\,(d^2 - d_{min}^2)} < \sigma_{ac}.$$

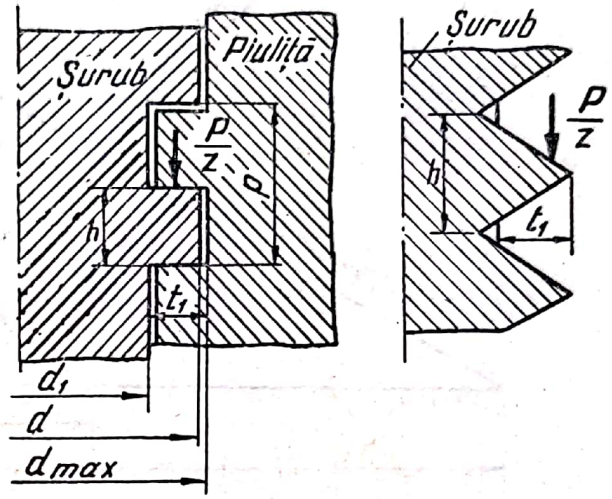


Fig. 157. Solicitările de strivire şi încovoiere a spirelor şurubului şi piuliţei.

σ_{ac} se alege în raport cu materialele din care se execută şurubul şi piuliţa. De exemplu, pentru şurub din oţel şi piuliţă din fontă se ia $\sigma_{ac} = 60—80$ kgf/cm², iar pentru oţel pe bronz (piuliţe) se ia $\sigma_{ac} = 80—120$ kgf/cm². Se iau valori mici pentru σ_{ac}, pentru a se evita uzuri mari în timpul funcţionării sistemului.

Calculul înălţimii piuliţei. Luînd în considerare rezistenţa la strivire a suprafeţelor de contact dintre spire, se determină numărul Z de spire. Înălţimea piuliţelor este produsul dintre pas şi numărul de spire necesar rezistenţei la strivire:

$$m = p \cdot Z.$$

Pentru piuliţe standardizate nu se mai face acest calcul decît în cazuri speciale, cerute de condiţiile de exploatare.

Solicitarea spirei la încovoiere (fig. 157). 1. Spirele şurubului, fiind considerate ca o grindă încastrată în corpul şurubului de diametrul interior al filetului sub acţiunea forţelor de apăsare, sînt solicitate la încovoiere. Relaţia de calcul este $\sigma_i = \frac{M_i}{W}$. Momentul de încovoiere pentru o spiră este $M_i = \frac{P}{Z} \cdot \frac{t_1}{2}$, în care t_1 este înălţimea spirei, iar forţa s-a considerat că acţionează

în spire la mijlocul lor față de t_1. Modulul de rezistență este: $W = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot d_1 h^2$, în care d_1 este diametrul interior al filetului, iar h — grosimea spirei în partea de prindere de șurub.

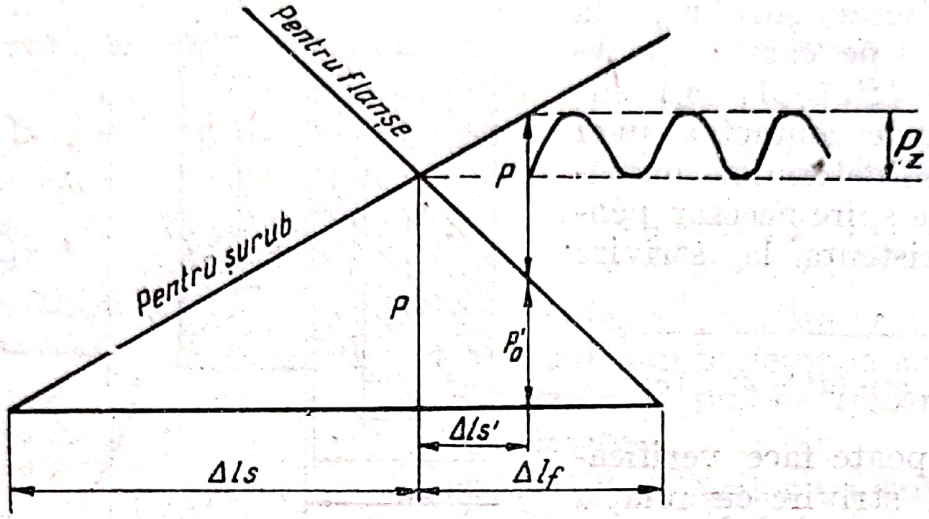


Fig. 158. Diagrama deformațiilor elastice sub acțiunea forțelor din îmbinările prin șuruburi cu prestrîngere.

Pentru șurub cu filet triunghiular $h=0{,}85\ p$, iar pentru filet pătrat $h = \frac{1}{2} p$ (p este pasul filetului).

Cu aceste relații se face o verificare la încovoiere a spirelor:

$$\sigma_i = \frac{\frac{P}{Z} \cdot \frac{t_1}{2}}{\frac{1}{6} \cdot \pi \cdot d_1 \cdot h^2} < \sigma_{ai}$$

Pentru șurubul din oțel se ia $\sigma_{ai}=600-800$ kgf/cm².

2. Spirele piuliței sînt de asemenea solicitate la încovoiere, însă relația pentru modulul de rezistență devine $W = \frac{\pi d_{max} \cdot h^2}{6}$ în care d_{max} este diametrul interior (maxim) al filetului și relația de verificare la încovoiere este:

$$\sigma_i' = \frac{\frac{P}{Z} \cdot \frac{t_1}{2}}{\frac{1}{6} \cdot \pi\, d_{max} \cdot h^2} < \sigma_{al}.$$

Pentru piulițe din fontă se ia $\sigma'_{ai} = 250$ kgf/cm², iar pentru cele din bronz $\sigma'_{ai} = 300$ kgf/cm².

Calculul șuruburilor cu prestrîngere (fig. 158 și 159). În acest caz, șuruburile, prin strîngerea lor, sînt inițial încărcate cu o forță de prestrîngere P_0. Acționînd forța de exploatare P, șurubul se calculează la o forță totală $P_t = 1{,}25\ P$. Forța de prestrîngere devine P'_0, deoarece prin acțiunea forței de exploatare P se petrec deformații elastice în elementele îmbinării, deci $P_t = P + P'_0$, în care $P'_0 < P_0$ (inițial). Acestea se pot vedea și din graficul deformațiilor elastice în raport cu forțele, ținînd seama de porțiunea de proporționalitate (variație liniară) a curbei lui Hooke, caracteristică fiecărui material component al îmbinării prin șuruburi. Se cunoaște din rezistența materialelor că deformația $\Delta e = \frac{1}{E}\sigma \cdot l$ și $\sigma = \frac{P}{A}$, deci având în vedere șurubul (Δe_s) și flanșele strînse (Δe_f) se pot scrie relațiile în raport cu forța de prestrîngere P_0:

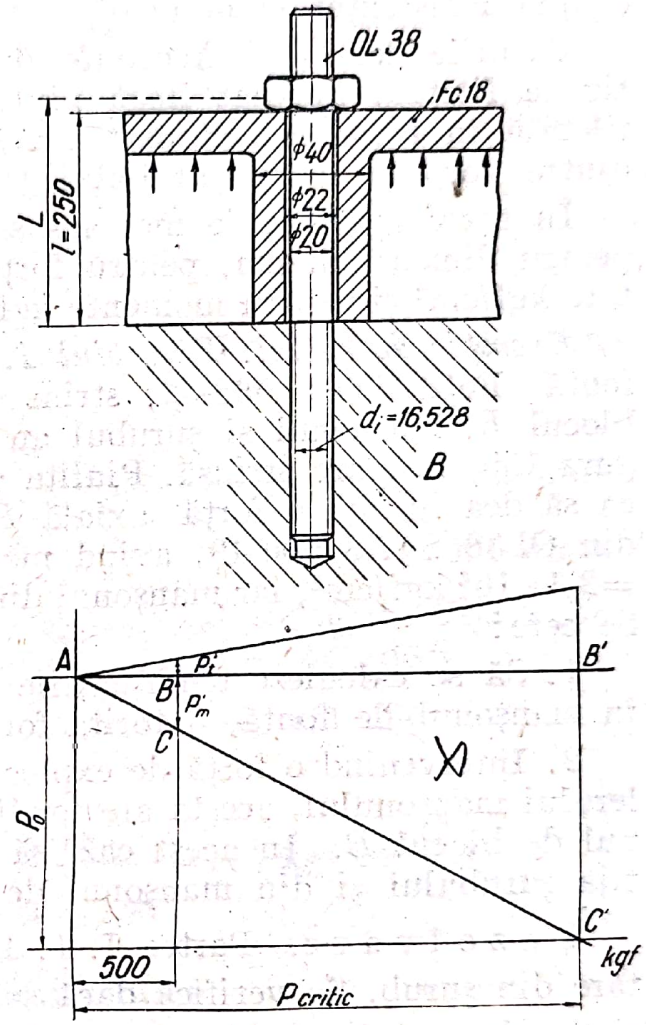


Fig. 159. Îmbinare prin șurub cu prestrîngere.

$$\Delta e_s = \frac{l_s \cdot P_0}{A_s E_s} \quad \text{și} \quad \Delta e_f = \frac{l_f \cdot P_0}{A_f \cdot E_f}.$$

Îmbinările cu prestrîngere supuse la eforturi variabile se comportă mai bine, deoarece solicitările totale variabile ating ca valori minime P_0 și maxime $P_0 + P_z = P_{total}$, deci cazul unui ciclu oscilant al solicitărilor variabile.

Solicitări suplimentare în șuruburi. În cazuri de montare greșită a șurubului sau a piuliței (înclinate față de axa șuru-

bului) prin strîngeri se creează solicitări suplimentare de încovoiere a şurubului.

Ruperea şurubului. Datorită variaţiei de secţiuni, atît în partea filetată cît şi a tijei faţă de partea filetată sau capul şurubului sînt concentrări de tensiuni care au efect defavorabil asupra rezistenţei la oboseală a şuruburilor.

Cazurile cele mai frecvente de rupere (65%) sînt în porţiunea filetată imediat lîngă piuliţă, apoi (20%) în porţiunea filetată în racordare cu partea nefiletată, iar altele în partea dintre corp şi capul şurubului (15% din cazurile de rupere).

În toate relaţiile de mai sus s-a luat ca unităţi de măsură pentru dimensiuni cm, pentru forţe kgf — pentru eforturi unitare kgf/cm² şi pentru momente kgf cm.

Exemple de calcul. Exemplul 1. Se consideră un manşon de fontă Fc18 STAS 568-52, strîns cu un şurub tip prezon, de blocul B. Manşonul şi şurubul au dimensiunile indicate în figura 159, în stare strînsă. Piuliţa şurubului este strînsă aşa fel ca să dea în tijă o forţă axială $P_0 = 1\,500$ kgf. Şurubul este din OL38 STAS 500-49, avînd modulul de elasticitate $E_0 = 2{,}1 \cdot 10^6$ kgf/cm², iar manşonul din fontă cu $E_f = 1 \cdot 10^6$ kgf/cm². Se cere:

1. Să se calculeze deformaţiile elastice produse în şurub şi în manşonul de fontă, datorită forţei P_0.

2. Intervenind o forţă de exploatare $P = 500$ kgf asupra gulerului manşonului, acesta are tendinţa de a desprinde manşonul de blocul B. În acest caz să se calculeze solicitările din tija şurubului şi din manşonul de fontă.

Rezolvare. Partea I. 1. Determinarea eforturilor unitare din şurub. Se verifică dacă solicitarea din şurub nu depăşeşte domeniul elastic. Se are în vedere la calcul secţiunea minimă, deci în partea filetată pentru diametrul interior ($d_i = 16{,}528$ mm). $A_i = 2{,}145$ cm² corespunzător lui d_i. Verificarea la întindere:

$$\sigma_t = \frac{P_0}{A} = \frac{1\,500}{2{,}145} = 700 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (admisibil).}$$

Limita elastică a materialului este $\sigma_c = 2\,000$ kgf/cm².

2. Calculul coeficientului de siguranţă. Şurubul fiind din OL38 STAS 500-49 are rezistenţa de rupere $\sigma_r = 3\,800$ kgf/cm² şi de curgere $\sigma_c = 2\,000$ kgf/cm².

Coeficientul de siguranţă în raport cu aceste limite rezultă că este admisibil:

$$C_r = \frac{\sigma_r}{\sigma_t} = \frac{3\,800}{700} = 5{,}4$$

şi

$$C_c = \frac{\sigma_c}{\sigma_t} = \frac{2\,000}{700} = 3.$$

3. Efortul unitar în zona nefiletată a şurubului:

$$\sigma_t = \frac{P_0}{A} = \frac{P_0}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1\,500}{3{,}14 \cdot 2^2} = 447 \text{ kgf/cm}^2 < \sigma_{at}.$$

4. Deformaţia elastică a şurubului. Pe lungimea de strîngere $l = 250$ mm:

$$\Delta l_s = \frac{P_0 \cdot l}{E_s \cdot A_s} = \frac{\sigma_t \cdot l}{E_s} = \frac{477 \cdot 25}{2.1 \cdot 10^6} = 5{,}7 \cdot 10^{-3} \text{ cm} = 57\,\mu \text{ (microni).}$$

$(1\mu = 0{,}001$ mm).

5. Lungimea liberă a tijei înainte de strîngere. Tija iniţial era mai scurtă şi prin strîngere s-a lungit cu Δl_s, deci:

$$L_s = l - \Delta l_s = 250 - 0{,}057 = 249{,}943 \text{ mm.}$$

6. Efortul din manşon

$$\sigma_c = \frac{P_0}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} = \frac{1\,500}{\frac{\pi}{4}(4^2 - 2{,}2^2)} = 174 \text{ kgf/cm}^2 < \sigma_{ac}.$$

7. Deformaţia elastică a manşonului:

$$\Delta l_m = \frac{\sigma_c \cdot l}{E_f} = \frac{174 \cdot 25}{1 \cdot 10^6} = 4{,}3 \cdot 10^{-3} \text{ cm} = 43\,\mu \text{ (microni).}$$

8. Lungimea liberă a manşonului înainte de strîngere. Manşonul este mai lung cu Δl_m, adică cu cît s-a deformat datorită strîngerii.

$$L_m = l + \Delta l_m = 250 + 0{,}043 = 250{,}043 \text{ mm.}$$

Partea a II-a

Întervenind forţa de exploatare $P = 500$ kgf, aceasta va produce un supliment de deformaţie în tijă, căreia însă îi corespunde o descărcare a manşonului. Din cauza deformaţiilor

Br. 2—44

Scanned with OKEN Scanner

elastice, forța de exploatare suprapusă peste strîngerea inițială se repartizează între cele două elemente (tijă și manșon):

$$P = P_t' + P_m'.$$

1. Determinarea forței suplimentare din tijă și manșon.

a) Dacă se notează cu P_t' partea din forța de exploatare ($P = 500$ kgf) care se preia de către tijă, atunci încărcarea totală din tijă este

$$P_t = P_0 + P_t' = 1\,500 + P_t'.$$

b) Dacă tija preia P_t' din forța de exploatare, $P = 500$ kgf, atunci manșonul preia restul de

$$P_m' = P - P_t' = 500 - P_t'.$$

Forța totală din manșon este

$$P_m = P_0 - P_m' = 1\,500 - P_m'.$$

După acționarea forței P asupra îmbinării se ajunge în urma deformațiilor elastice la o lungime L comună tijei și manșonului:

$$L = 250 + \frac{0{,}057}{1\,500} \cdot P_t' = 250 + \frac{0{,}043}{1\,500} (500 - P_t');$$

creșterile față de $l = 250$ mm se datoresc deformațiilor elastice. Se știe că pentru forța $P_0 = 1\,500$ kgf s-a obținut o deformație în tijă de 57 μ; avînd în vedere că deformația este proporțională cu forțele, pentru 1 kgf, corespunde raportul $\frac{0{,}057}{1\,500}$, iar pentru P_t' kgf corespunde deformația:

$$\Delta l_t' = \frac{0{,}057 \cdot P_t'}{1\,500}.$$

În mod similar se face și pentru manșon:

$$\Delta l_m' = \frac{0{,}043 \cdot P_m'}{1\,500},$$

unde $P_m' = 500 - P_t'$.

Relația de mai sus devine în mod simplificat:

$$0{,}057\ P_t' = 0{,}043\ (500 - P_t')$$

Scanned with OKEN Scanner

sau

$$(0{,}057+0{,}043)\ P'_t = 0{,}043 \cdot 500,$$

$$P'_t = \frac{0{,}043 \cdot 500}{0{,}100} = 215 \text{ kgf},$$

iar $P'_m = 500 - 215 = 285$ kgf.

2. Determinarea forței totale din tijă și manșon:

$P_t = P_0 + P'_t = 1\,500 + 215 = 1\,715$ kgf dă o solicitare de întindere în tija șurubului;

$P_m = P_0 - P'_m = 1\,500 - 285 = 1\,215$ kgf dă o solicitare la compresiune în manșon.

3. Deformațiile elastice totale în exploatare pentru tijă și manșon:

$$\Delta l'_t = \frac{0{,}057}{1\,500} \cdot 1\,715 = 0{,}0652 \text{ mm},$$

$$\Delta l'_m = \frac{0{,}043}{1\,500} \cdot 1\,215 = 0{,}0348 \text{ mm}.$$

4. Limita de exploatare a îmbinării prin șuruburi cu prestrîngere.

Dacă forța de exploatare P ia diferite valori, atunci se schimbă și solicitările din tijă și manșon și avînd în vedere că se lucrează tot timpul în domeniul elastic vom obține numai variații liniare ale acestor solicitări.

Pentru $P'_t = P$ avem în acest caz $P'_m = 0$. Aceasta înseamnă că șurubul s-a alungit așa de mult încît manșonul nu mai face contact strîns cu blocul B și solicitarea tijei șurubului este egală chiar cu forța de exploatare pe care o notăm P_{critic}.

Din triunghiurile asemenea ABC și $A'B'C'$ din diagramă se scrie proporționalitatea:

$$\frac{P'_m}{P_0} = \frac{P}{P_{critic}};$$

$$P_{critic} = \frac{P_0 \cdot P}{P'_m} = \frac{1\,500 \cdot 500}{285} = 2\,630 \text{ kgf corespunzător tijei.}$$

Exemplul 2. Un cric cu șurub este dimensionat pentru ridicarea unei sarcini de $F = 10\,000$ kgf. Șurubul este din oțel OL38 STAS 500-49, cu filet pătrat, avînd diametrul exterior $d = 80$ mm și pasul $p = 16$ mm.

Scanned with OKEN Scanner

Se cere:
— să se dimensioneze piuliţa din bronz;
— să se verifice autofrînarea;
— să se calculeze randamentul.

Rezolvare. 1. Calculul numărului de spire necesar pentru o rezistenţă la strivire:

$$Z = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d^2 - p_1^2) \cdot \sigma_{ac}} = \frac{10.000}{\frac{\pi}{4}(8^2 - 6{,}4^2) \cdot 100} = 5{,}65.$$

Se ia constructiv $Z=6$ spire. În calcul s-a luat $\sigma_{ac}=100$ kgf/cm² pentru oţel pe bronz, iar $d_1 = d - 2t_1 = 80 - 2 \cdot 8 = 64$ mm, în care t este adîncimea filetului pătrat; $t_1 = \frac{p}{2}$ (jumătate din pas).

2. Calculul înălţimii piuliţei:

$$h = Z \cdot p = 6 \times 16 = 96 \simeq 100 \text{ mm (constructiv)}.$$

Deci numărul de spire devine

$$Z = \frac{h}{p} = \frac{100}{16} = 6{,}25.$$

3. Verificarea la încovoiere a filetului piuliţei:

$$M_i = P \cdot \frac{t}{2} = 10\,000 \cdot \frac{0{,}8}{2} = 4\,000 \text{ kgf cm}$$

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{M_i}{Z \cdot \frac{\pi d}{6}\left(\frac{p}{2}\right)^2} = \frac{4\,000}{\frac{6{,}25 \cdot 3{,}14}{6} \cdot 8 \cdot \left(\frac{1{,}6}{2}\right)^2} = 240 \text{ kgf/cm}^2 < \sigma_{ai}.$$

4. Verificarea la autofrînare (contra desfacerii piuliţei). Pentru oţel pe bronz se ia $\mu = 0{,}1$, deci $\varphi = 6°$.

$$\operatorname{tg} \alpha_m = \frac{p}{\pi d_m} = \frac{16}{\pi \cdot 72} = 0{,}07;$$

unde:

$$d_m = \frac{d + d_1}{2} = \frac{80 + 64}{2} = 72 \text{ mm}.$$

Pentru $\operatorname{tg} \alpha_m = 0{,}07$, $\alpha_m \leqslant 4° < \varphi$, se asigură autofrînarea.

5. Calculul randamentului:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha_m}{\operatorname{tg}(\alpha_m + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 4°}{\operatorname{tg} 10°} = 0{,}4.$$

Scanned with OKEN Scanner

11.2.4. **Asamblări prin strîngere.** Asamblarea prin strîngere se realizează prin apăsarea reciprocă a pieselor direct sau prin intermediul unor elemente cu proprietăţi elastice.

După natura asamblărilor prin strîngere se deosebesc două grupe:

1. asamblări prin strîngere la rece;
2. asamblări prin strîngere la cald.

11.2.4.1. *Asamblările prin strîngere la rece* se realizează fără elemente intermediare, prin strîngerea proprie între piesele asamblate. De exemplu, montarea roţilor pe osii se face cu ajustaj de strîngere (presat la rece).

11. 2.4.2. *Asamblările prin strîngere la cald* se realizează fie cu elemente intermediare de strîngere (inele, ancore de oţel) (fig. 160), fie fără aceste elemente. Strîngerea se realizează datorită contracţiei pieselor care au fost încălzite în acest scop şi se răcesc. Prin încălzirea piesei cuprinzătoare, dimensiunile se măresc (datorită dilatării) pînă ce va putea fi montată piesa cuprinsă.

Asamblările la cald se mai numesc asamblări fretate şi se folosesc la asamblarea volanţilor, bandajului roţilor de locomotivă etc.

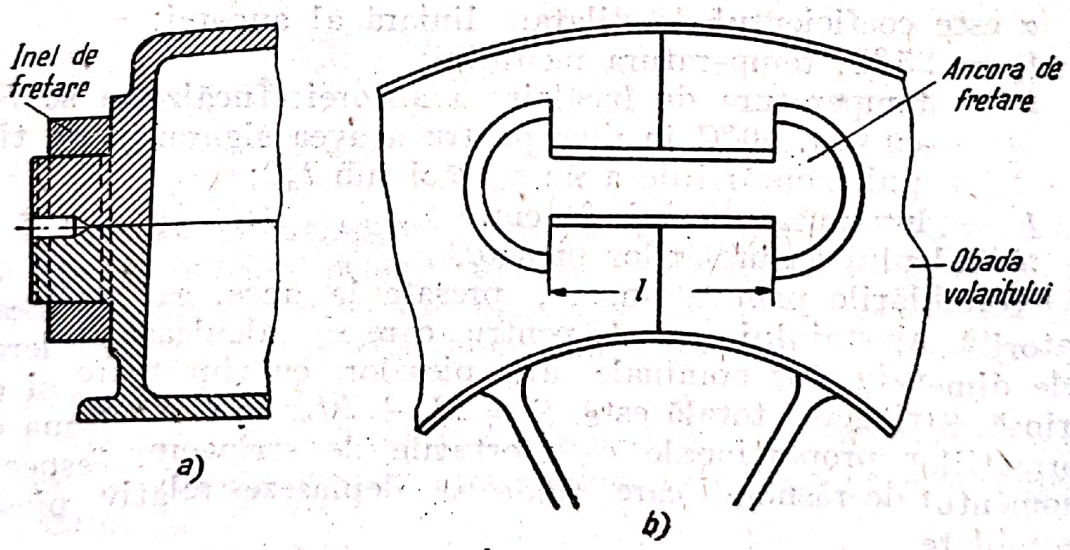


Fig. 160. Îmbinări fretate :
a — cu inel; *b* — cu ancoră.

E l e m e n t e d e c a l c u l. Strîngerea elastică a pieselor asamblate creează o presiune pe suprafeţele de contact, iar inelele şi ancorele pentru asamblări fretate sînt solicitate la întindere (asupra corpului). Capetele ancorei sînt solicitate la strivire pe partea de sprijin pe piesele asamblate şi la încovoiere.

Scanned with OKEN Scanner

Calculul la ancoră se face astfel:

a) Presiunea de strîngere este proporţională cu deformaţiile elastice ale pieselor îmbinate:

$$\Delta l = \frac{F_c \cdot l}{E \cdot A} = \frac{\sigma \cdot l}{E},$$

în care:

$F_c = 1{,}3\ F$ (forţa de calcul mai mare cu 30 % decît forţa de exploatare, avînd strîngere iniţială);
A — secţiunea elementului elastic, în cm²;
l — lungimea elementului elastic în cm;
E — modulul de elasticitate, în kgf/cm².

Deformaţia totală avînd în vedere deformaţiile parţiale ale pieselor (1 şi 2) este $\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2$.

Ancora trebuie încălzită pînă se dilată cu valoarea deformaţiei totale Δl, a pieselor strînse. Încălzirea ancorei se face pentru o temperatură care se deduce din relaţia:

$$\Delta l = \alpha \cdot l(t - t_0),$$

în care:

α este coeficientul de dilatare liniară al ancorei;
$t_0 = 25\,°C$, temperatura mediului;
t — temperatura de încălzire a ancorei. Încălzirea se face cu cca. 50 °C în plus pentru a avea siguranţă în timpul montării de a nu se răci sub t_0C;
l — lungimea ancorei, în cm.

b) Calculul asamblărilor presate.

Asamblările prin strîngere, presate la rece, se realizează datorită ajustajului presat pentru care se calculează toleranţele dimensiunilor nominale ale pieselor cuprinzătoare şi cuprinsă. Strîngerea totală este $S = \Delta l_a + \Delta l_p$, adică cu suma deformaţiilor proporţionale cu eforturile de strîngere, respectiv momentul de răsucire care tinde să deplaseze relativ piesele asamblate.

Relaţia între strîngerea totală şi presiunea la strîngere este dată sub forma:

$$S = p \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{K_1}{E_1} + \frac{K_2}{E_2}\right) \cdot d,$$

în care:

S este strîngerea totală, în microni;
p — presiunea totală dintre piesele asamblate, în kgf/mm²;

d — diametrul nominal, comun pieselor asamblate (la suprafaţa cilindrică de contact), în mm;
E_1, E_2 — modulele de elasticitate ale pieselor, în kgf/mm²;
K_1, K_2 — coeficienţii ce depind de raportul dintre diametre, care se aleg din tabele (tabela 31).

Tabela 31

Valorile coeficienţilor K_1 şi K_2 pentru asamblări presate

$\frac{d_1}{d}$ sau $\frac{d}{d_e}$	K_1	K_2	$\frac{d_1}{d}$ sau $\frac{d}{d_e}$	K_1	K_2
0	0,7	—	0,5	1,37	1,97
0,1	0,72	1,32	0,6	1,83	2,43
0,2	0,78	1,38	0,7	2,62	3,22
0,3	0,89	1,49	0,8	4,25	4,85
0,4	1,08	1,68	0,9	9,25	9,83

Presiunea de strîngere rezultă din momentul de transmis; cunoscînd că forţa rezistentă de frecare este $F = \mu\pi d \cdot l \cdot p$, iar $F = \frac{M_t}{\frac{d}{2}}$ şi egalînd cele două relaţii, rezultă:

$$p = \frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot \mu}.$$

În raport cu strîngerea necesară se aleg din STAS toleranţele dimensiunilor pentru piesele prelucrate. Cu aceste toleranţe trebuie să se execute piesele pentru a se realiza strîngerea necesară transmiterii momentului de răsucire M_t.

Exemple de calcul

Exemplul 1. Să se calculeze temperatura de încălzire a unei ancore ce îmbină obada unui volant, cunoscîndu-se următoarele date:

— forţa periferică în direcţia ancorei: P = 3 000 kgf;
— secţiunea ancorei: $A = 2$ cm²;
— lungimea constructivă a ancorei de strîngere: $l = 10$ cm;
— ancora este executată din oţel OL50 STAS 500-49 cu modulul de elasticitate $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ kgf/cm² şi cu coeficientul de dilatare termică liniară $\alpha = 1{,}1 \cdot 10^{-5}$;
— temperatura mediului ambiant: $t_0 = 25$ °C.

Rezolvare:

1. Determinarea forţei de calcul.

Avînd în vedere prestrîngerea inițială, înainte de a fi pus în funcțiune volantul, forța de calcul este $F_c = 1{,}3\ F = 1{,}3 \cdot 3\,000 = 3\,900$ kgf.

2. Calculul deformației totale:

$$\Delta = \frac{F_c \cdot l}{AE} = \frac{3\,900 \cdot 10}{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6} = 0{,}0093 \text{ cm}.$$

3. Calculul temperaturii de încălzire a ancorei.

Se aplică relația dintre deformația elastică și cea termică

$$\Delta = \alpha l (t - t_0),$$

de unde:

$$t = \frac{\Delta}{\alpha \cdot l} + t_0,$$

$$t = \frac{0{,}0093}{10 \cdot 1{,}1 \cdot 10^{-5}} + 25^\circ = 118^\circ\text{C};$$

temperatura de încălzire este $t' = t + 50^\circ = 118 + 5 = 168^\circ$C.

Exemplul 2. Să se dimensioneze asamblarea prin presare a unui valț de laminor pe axul său, cunoscîndu-se următoarele date:

— arborele pe care se montează valțul este din OLC45 STAS 880-49;

— valțul este din OT50 A STAS 600-49.

Asamblarea se face prin presare la rece și sub 50 °C în timpul funcționării (fig. 161):

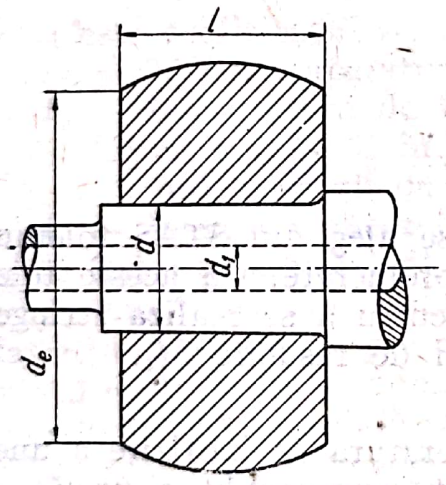


Fig. 161. Asamblarea prin presare a unui valț de laminor.

— diametrul arborelui: $d = 300$ mm;

— diametrul interior al arborelui: $d_1 = 120$ mm;

— diametrul exterior al valțului: $d_e = 780$ mm;

— lungimea de contact: $l = 450$ mm;

— momentul de transmis = 30 000 kgf mm.

Rezolvare:

1. Se calculează presiunea necesară transmiterii momentului dat:

$$p = \frac{2M_t}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot \mu} = \frac{2 \cdot 30\,000}{\pi \cdot 300^2 \cdot 450 \cdot 0{,}1} = 4{,}72 \text{ kgf/mm}^2.$$

Scanned with OKEN Scanner

S-a lucrat în kgf mm şi mm pentru momente, respectiv pentru dimensiuni.

2. Calculul strîngerii efective pentru realizarea acestei presiuni:

$$S = 10^3 \cdot p \cdot \left(\frac{K_1}{E_1} + \frac{K_2}{E_2}\right) d = 10^3 \cdot 4{,}72 \left(\frac{1{,}37+1{,}68}{2{,}1 \cdot 10^4}\right) 300 = 204 \text{ microni} =$$

$= 0{,}204$ mm.

S-a considerat $E_1 = E_2 = 2{,}1 \cdot 10^4$ kgf/mm^2, ambele piese fiind din oţel.

$K_1 = 1{,}37$ şi $K_2 = 1{,}68$, alese din tabele în funcţie de raportul $\frac{d_1}{d} = 0{,}4$ şi $\frac{d}{d_e} = 0{,}4$.

3. Calculul înălţimii asperităţilor suprafeţelor prelucrate în contact.

Arborele se strunjeşte grosolan şi se consideră înălţimea asperităţii $h_1 = 10$ microni. Pentru valţ, la suprafaţa de montare se consideră aceeaşi prelucrare $h_2 = 10$ microni. Deoarece asperităţile la montare se tocesc în parte, se consideră un coeficient de corecţie pentru însumarea asperităţilor:

$$U = 1{,}2\ (h_1 + h_2) = 1{,}2 \cdot (10 + 10) = 24 \text{ microni.}$$

4. Calculul strîngerii tabelare.

Avînd în vedere că se lucrează sub 50 °C, dilataţia termică asupra strîngerii efective poate fi neglijată.

În calculul strîngerii tabelare se ia în consideraţie strîngerea rezultată din realizarea presiunii necesare preluării momentului de transmis cît şi asperităţilor de prelucrare a suprafeţelor în contact. Astfel:

$$S_t = S + U = 204 + 24 = 228 \text{ microni.}$$

5. Alegerea toleranţelor din standardele de stat corespunzătoare strîngerii totale tabelare.

În STAS 1922-50 se ia pentru arbore $d = 300^{+420}_{+320}$ şi pentru valţ $d = 300^{+100}_{\circ}$ corespunzătoare unui ajustaj presat $\frac{JE_4}{sv_4}$.

6. Verificarea domeniului de toleranţă:

Strîngerea maximă: $S_{max} = 300^{+420} - 300 = 420$ microni.

Strîngerea minimă: $S_{min} = 300^{+320} - 300^{+100} = 220$ microni.

Valoarea S_t se află între aceste limite, ceea ce se poate realiza.

Scanned with OKEN Scanner

11.2.5. **Asamblări cu brăţară elastică de strîngere.** Asamblările cu strîngere se pot realiza şi prin brăţări elastice cu o deschidere (fig. 162) sau cu două deschideri (fig. 163). Aceste asamblări se folosesc la montarea şi fixarea organelor rotative (maşini-unelte, aparate de laborator).

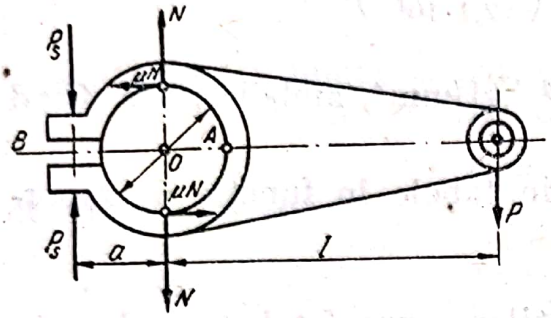


Fig. 162. Brăţară elastică cu o deschidere.

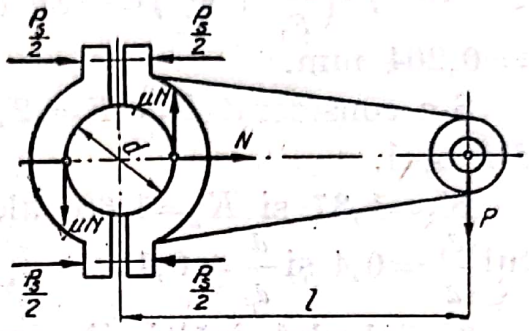


Fig. 163. Brăţară elastică cu două deschideri.

Prin strîngerea brăţării cu ajutorul şuruburilor iau naştere forţe de frecare suficiente pentru transmiterea unui moment. Brăţările elastice de strîngere se execută din oţel prin forjare, matriţare sau turnare şi prelucrate ulterior.

Elemente de calcul.

a) Brăţara elastică cu o deschidere.

Prin strîngerea şurubului se apasă pe arbore cu forţa N. Relaţia de echilibru faţă de punctul A considerat de articulaţie este $P_s\left(a+\frac{d}{2}\right)-N\cdot\frac{d}{2}=0$; rezultă P_s — forţa axială necesară de strîngere a şuruburilor.

Transmiterea momentului $M_t=P\cdot l$ se face prin momentul rezistent de frecare $M_f=\mu N d$, deci $M_t=M_f$; din această egalitate se deduce forţa normală N;

$$Pl=\mu\, Nd;\ N=\frac{Pl}{\mu d}.$$

Înlocuind valoarea N din relaţia de echilibru faţă de punctul A, se deduce:

$$P_s\left(a+\frac{d}{2}\right)-\frac{Pl}{\mu d}\cdot\frac{d}{2}=0,$$

de unde:

$$P_s=\frac{P\cdot l}{2\mu\left(a+\frac{d}{2}\right)}.$$

Această forță se repartizează la șuruburile de strîngere și se calculează sau se verifică îmbinarea cu șuruburi; avînd în vedere prestrîngerea, forța ce revine unui șurub se mărește cu 25—30%.

b) Brățara cu două deschideri.

Strîngerea fiind simetrică față de centrul arborelui, forța de apăsare pe arbore este cît strîngerea șuruburilor: $N = P_s$. Forța de frecare $F = \mu N$ și momentul de frecare $M_f = F \cdot d = \mu N \cdot d$ prin care se transmite momentul $M_t = P \cdot l$. Deci $M_f = M_t$ sau $\mu Nd = P \cdot l$, de unde $N = \frac{P \cdot l}{\mu d} = P_s$, forța care se repartizează la i șuruburi de strîngere. Forța ce revine unui șurub se multiplică cu 1,25—1,30, avînd în vedere efectul prestrîngerii:

$$P_{es} = (1{,}25-1{,}30)\frac{P_s}{i}.$$

Exemple de calcul.

Exemplul 1. Să se dimensioneze cele două șuruburi de la o îmbinare cu brățară elastică de strîngere cu o deschidere, cu ajutorul căreia se poate transmite un moment $M_t = 3\,500$ kgf cm. Brățara elastică se montează pe un arbore cu diametrul $d = 600$ mm, iar șuruburile se montează la o distanță de centrul brățării $a = 40$ mm.

Rezolvare:

1. Calculul forței de strîngere totală a șuruburilor:

$$P_s = \frac{P \cdot l}{2\mu\left(d + \frac{d}{2}\right)} = \frac{M_t}{2\mu\left(a + \frac{d}{2}\right)} = \frac{3\,500}{2 \cdot 0{,}2\left(4 + \frac{6}{2}\right)} = 1\,250 \text{ kgf}.$$

2. Calculul forței ce revine unui șurub și a forței ce se ia în considerare la dimensionarea șurubului.

Pentru un șurub revine:

$$P_{1s} = \frac{P_s}{i} = \frac{1\,250}{2} = 625 \text{ kgf}.$$

Forța de calcul este mai mare cu 30%, avînd în vedere prestrîngerea din îmbinarea prin șuruburi:

$$P_{1s} = 1{,}3 \cdot 625 = 820 \text{ kgf}.$$

Scanned with OKEN Scanner

3. Dimensionarea şurubului.

Şurubul se dimensionează avînd în vedere solicitarea la întindere, pentru secţiunea minimă:

$$P_{1s} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \sigma_{at},$$

de unde:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{1s}}{\pi \cdot \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 820}{3{,}14 \cdot 800}} = 1{,}14 \text{ cm}.$$

Se aleg două şuruburi M14 STAS 510-49 cu filet metric, avînd diametrul interior $d_1 = 11{,}4$ mm.

Exemplul 2.

Să se dimensioneze cele două şuruburi de strîngere de la o brăţară elastică cu două deschideri, cu ajutorul căreia se transmite un moment $M_t = 3\,500$ kgf cm.

Rezolvare:

1. Calculul forţei totale de strîngere a şuruburilor:

$$P_s = \frac{P \cdot l}{\mu \cdot d} = \frac{M_t}{\mu \cdot d} = \frac{3500}{0{,}2 \cdot 6} = 2\,900 \text{ kgf}.$$

2. Dimensionarea şurubului.

Forţa de calcul

$$P_{1s} = 1{,}3 \frac{P_s}{i} = 1{,}3 \frac{2\,900}{2} = 1\,900 \text{ kgf},$$

$$P_{1s} = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_{at},$$

de unde:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{1s}}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1\,900}{3{,}14 \cdot 800}} = 1{,}72 \text{ cm}.$$

Se alege un şurub cu filet metric M22 STAS 510-49, cu diametrul interior $d_1 = 18{,}75$ mm.

11.3. Organele asamblărilor elastice (arcurile)

Definiţii. Clasificare. Domenii de utilizare. Tehnologie

Arcurile sînt organe de maşini care asigură o legătură elastică între diferite părţi ale unei maşini, mecanism sau dispozitiv. Arcurile se caracterizează prin faptul că sub acţiunea forţelor suferă deformări elastice relativ mari.

Scanned with OKEN Scanner

Materialele folosite la executarea arcurilor sînt în general: oţeluri-carbon şi aliate, tratate termic, după fasonarea arcului; oţelurile aliate se folosesc în special pentru medii corosive şi la sarcini mari. De asemenea, pentru medii corosive se folosesc ca materiale aliajele cuprului (alama, bronzul, aliajul cuprului cu nichelul). Pentru arcuri speciale se folosesc şi materiale nemetalice cu caracteristici elastice (cauciucul, pluta, lemnul, pielea etc.).

După scopul construcţiei se alege materialul corespunzător arcurilor. Materialul pentru arcuri trebuie să îndeplinească condiţiile de rezistenţă la oboseală, la solicitări dinamice, la coroziune, la temperatură înaltă (în cazul mediilor încălzite). Arcurile se folosesc în diferite scopuri:

— pentru amortizarea şocurilor (la tampoanele vagoanelor, la roţile autovehiculelor etc.);

— pentru acumularea şi redarea energiilor mecanice (pentru rotirea capului-revolver de la strungurile semiautomate);

— pentru exercitarea unei forţe continue, elastice şi reglabile (arcurile de apăsare de la ambreiaj);

— pentru aprecierea unei forţe prin măsurarea deformaţiilor elastice (arcuri dinamometrice, arcuri de la cîntare).

După forma constructivă, arcurile se clasifică în următoarele categorii:

1. arcuri cu foi (arc lamelar, arcuri cu foi multiple);
2. arcuri elicoidale;
3. arcuri inelare;
4. arcuri-disc;
5. arcuri spirale;
6. arcuri bare de torsiune;
7. arcuri speciale.

Caracteristica arcurilor

Caracteristica arcurilor este curba care reprezintă relaţia dintre sarcinile ce acţionează asupra arcurilor şi deformaţiile produse de acestea.

Săgeata unui arc este deformaţia elastică în direcţia sarcinii. Deformaţiile unghiulare sînt rezultatele solicitării la răsucire a arcurilor.

Deformaţiile elastice sînt în funcţie de forţele care le produc: $F = \varphi(f)$; s-a notat cu F forţa, în kgf, ce acţionează asupra arcului, iar cu f, în cm, săgeata în direcţia forţei, care este funcţie de F.

Scanned with OKEN Scanner

În mod teoretic se consideră că între săgeată şi forţă este o funcţie liniară (proporţionalitate) $F = c \cdot f$, în care c defineşte rigiditatea arcului; $c = \frac{P}{f}$ este coeficientul unghiular al curbei caracteristice a arcului (fig. 164).

Lucrul mecanic de deformaţie este aria cuprinsă între curba caracteristică a arcului pînă la axa absciselor, deci $L = \frac{P \cdot f}{2}$, sau, cunoscînd că $P = c \cdot f$, se mai poate scrie: $L = c \cdot \frac{f^2}{2}$.

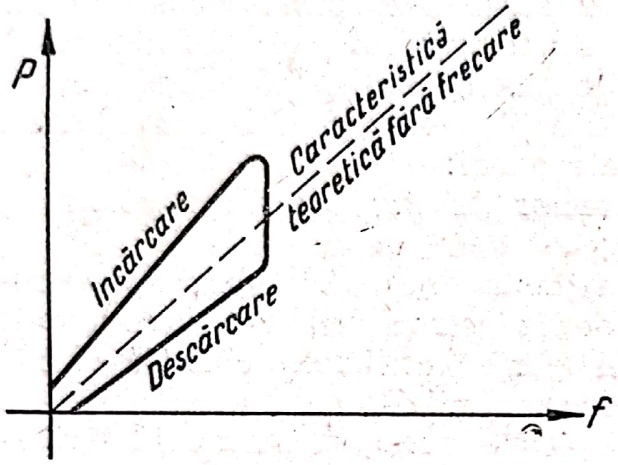


Fig. 164. Curba caracteristică a arcului.

Această relaţie este valabilă în ipoteza că nu sînt frecări între elementele componente ale arcului. La arcurile compuse din elemente suprapuse (în foi, inelare), curba caracteristică nu mai coincide la încărcare şi descărcare, datorită frecării dintre elemente. La încărcare trebuie să se acţioneze cu forţe mai mari pentru a învinge frecările, deci curba este deasupra celei teoretice (fără frecare), iar la descărcare curba este sub cea teoretică, deoarece frecarea se opune revenirii arcului.

11.3.1. **Arcuri cu foi.** Se deosebesc două grupe de arcuri cu foi:

— arcuri lamelare;
— arcuri cu foi multiple.

Fiecare din aceste grupe, după forma constructivă, se clasifică în mai multe tipuri.

I. *Arcuri lamelare.* Aceste arcuri sînt constituite dintr-o singură foaie, fixată la un capăt şi liberă la celălalt, unde acţionează forţa F. Suprafaţa arcurilor lamelare pe care acţionează forţa F poate fi: trapezoidală, triunghiulară, dreptunghiulară. Grosimea lamelei arcului poate fi constantă sau variabilă. După aceste forme se clasifică şi arcurile lamelare (fig. 165):

— arcul lamelar dreptunghiular (fig. 165, *c*);
— arcul lamelar triunghiular (fig. 165, *b*);
— arcul lamelar trapezoidal (fig. 165, *a*);
— arcul lamelar de grosime variabilă (fig. 165, *d*).

Scanned with OKEN Scanner

Arcurile lamelare se folosesc la roţile cu clichet (fig. 165, *e*), la mecanismele de zăvorîre etc.

Elemente de calcul.

Arcul lamelar este solicitat la încovoiere. Momentul maxim de încovoiere este la secţiunea de prindere, $M_{i\,max} = F \cdot l = W \cdot \sigma_{ai}$,

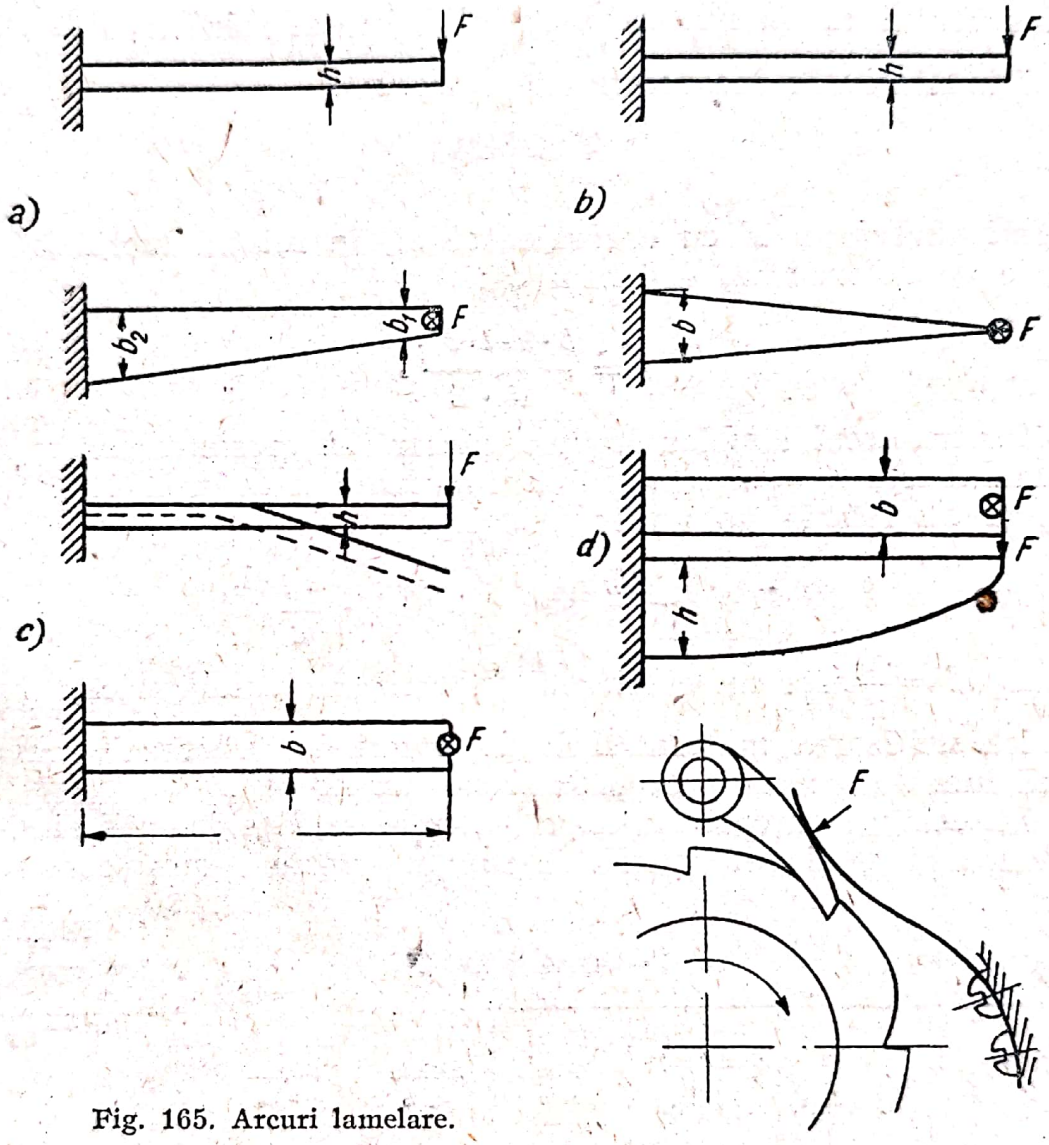


Fig. 165. Arcuri lamelare.

unde $W = \frac{b \cdot h^2}{6}$, în care b este lăţimea şi h grosimea lamelei. Pentru forţe se ia kgf şi pentru dimensiuni cm. Efortul unitar admisibil pentru arcuri din oţel de arc este $\sigma_{ai} = 4\,000 - 6\,000$ kgf/cm².

Deformaţia arcului este dată de relaţia $f = \frac{1}{3} \cdot \frac{F \cdot l^3}{E \cdot I}$, cunoscută de la rezistenţa materialelor, în care $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ kgf/cm²

Scanned with OKEN Scanner

și $I = \frac{b \cdot h^3}{12}$ cm⁴ (momentul de inerție al secțiunii dreptunghiulare). Lucrul mecanic de deformație $L = \frac{F \cdot f}{2}$ ia forma relației $L = \frac{2 \cdot F^2 \cdot l^3}{E \cdot b \cdot h^3}$, în care s-a cuprins relația săgeții $f = \frac{1}{3} \cdot \frac{F \cdot l^3}{E \cdot I}$ și a momentului de inerție al secțiunii dreptunghiulare $I = \frac{b \cdot h^3}{12}$.

Din relația de încovoiere

$$F = \frac{b \cdot h^2 \cdot \sigma_{ai}}{6 \cdot l},$$

substituind forța F cu echivalentul ei, în relația lucrului mecanic de deformație, deducem că:

$$L = \frac{b \cdot h \cdot l \cdot \sigma_{ai}^2}{18 \cdot E}.$$

Pentru arcul lamelar dreptunghiular cu grosimea constantă, volumul este $V = b \cdot h \cdot l$ și lucrul mecanic de deformație, ținînd seama de relația volumului, devine:

$$L = \frac{V \cdot \sigma_{ai}^2}{18 \cdot E} \text{ sau } L = K \cdot V \cdot \frac{\sigma_{ai}^2}{E},$$

unde $K = \frac{1}{18}$ este un coeficient de utilizare volumetrică, care indică utilizarea materialului din punct de vedere al acumulării lucrului mecanic de deformație (tabela 32).

La celelalte arcuri lamelare, calculul se face în mod similar la încovoiere și deformații. Avînd în vedere forma construc-

Tabela 32

Caracteristicile mecanice și compoziția chimică ale oțelului pentru arcuri

Calitatea oțelului	Limita de curgere kgf/mm²	Rezistența de rupere kgf/mm²	Carbon C%	Siliciu Si %	Mangan Mn %	Crom Cr %	Vanadiu V %
Arc 1	120	140	0,60	1,60	0,50	1,1	0,20
Arc 2	120	135	0,50	1,30	0,80	1,1	—
Arc 3	115	135	0,60	1,40	1,30	—	—
Arc 4	110	130	0,55	1,75	0,80	—	—
Arc 5	100	120	0,40	1,75	0,85	—	—
Arc 6	105	125	0,55	1,30	0,85	—	—
Arc 7	1 20	140	0,55	0,25	0,60	—	—

Maximum de impurități (sulf, fosfor) 0,04%.

tivă, coeficientul volumetric de utilizare a materialului privind acumularea lucrului mecanic de deformaţie diferă. Astfel, arcul lamelar triunghiular are coeficientul volumetric $K = \frac{1}{6}$, deci pentru acelaşi material, cu acelaşi volum şi pentru acelaşi efort unitar maxim, el poate acumula o cantitate de lucru mecanic de trei ori mai mare decît cel dreptunghiular. Acest arc foloseşte materialul în mod mai economic, eforturile unitare de încovoiere sînt aceleaşi în orice secţiune a lui.

II. *Arcuri cu foi multiple.* Arcurile cu foi multiple sînt compuse din lamele suprapuse şi asamblate cu brăţară de strîngere. Foile de arc sînt din oţel de arc, prelucrat la cald. Dimensiunile sînt standardizate STAS 909-50.

Foaia superioară, numită foaie principală, are la capete două ochiuri cu care se montează în suport. Celelalte foi sînt din ce în ce mai scurte, cu vîrfurile de formă triunghiulară sau trapezoidală, cu scopul de a ajunge cît mai mult la un solid de egală rezistenţă (folosind în mod economic materialul).

Foile au pe o faţă o nervură centrală longitudinală şi pe cealaltă faţă o canelură, în care pătrunde nervura foii suprapuse; prin această aşezare se asigură asamblarea şi se evită alunecarea laterală.

Foile de arc au o curbură iniţială, astfel ca săgeata corespunzătoare acestei curburi să fie mai mare decît cea obţinută în sens contrar sub acţiunea forţei maxime.

Foile inferioare au o rază de curbură mai mică decît foile mai lungi — superioare, pentru a asigura cuprinderea acestora în vederea repartizării cît mai bune a eforturilor pe fiecare foaie de arc.

După executarea foii de arc, aceasta se supune tratamentului termic prin călire, urmată de revenire. Călirea se face încălzind arcul la cca. 850° şi răcirea în ulei sau apă. Revenirea se face încălzind arcul călit la cca. 450° şi răcit lent.

Arcurile cu foi multiple se folosesc la automobile, vagoane de cale ferată, locomotive, ciocane mecanice cu arc etc.

După forma constructivă, se deosebesc:

— arcul cu un singur braţ. Acest arc se caracterizează prin aceea că un capăt este încastrat prin piesa de legătură şi în celălalt capăt este format ochiul prin care acţionează forţa asupra arcului (fig. 166, *a*);

— arcul cu două braţe, caracterizat cu ochiuri de legătură la ambele capete. Acest arc se mai numeşte şi arc deschis (fig. 166, *b*);

Br. 2—41

Scanned with OKEN Scanner

— arcul cu două braţe, dublu, numit şi închis, este format din două arcuri deschise suprapuse (fig. 166, *c*).

Elemente de calcul. Arcul cu foi multiple este solicitat la încovoiere:

$$M_{i\,max} = W \cdot \sigma_{ai}$$

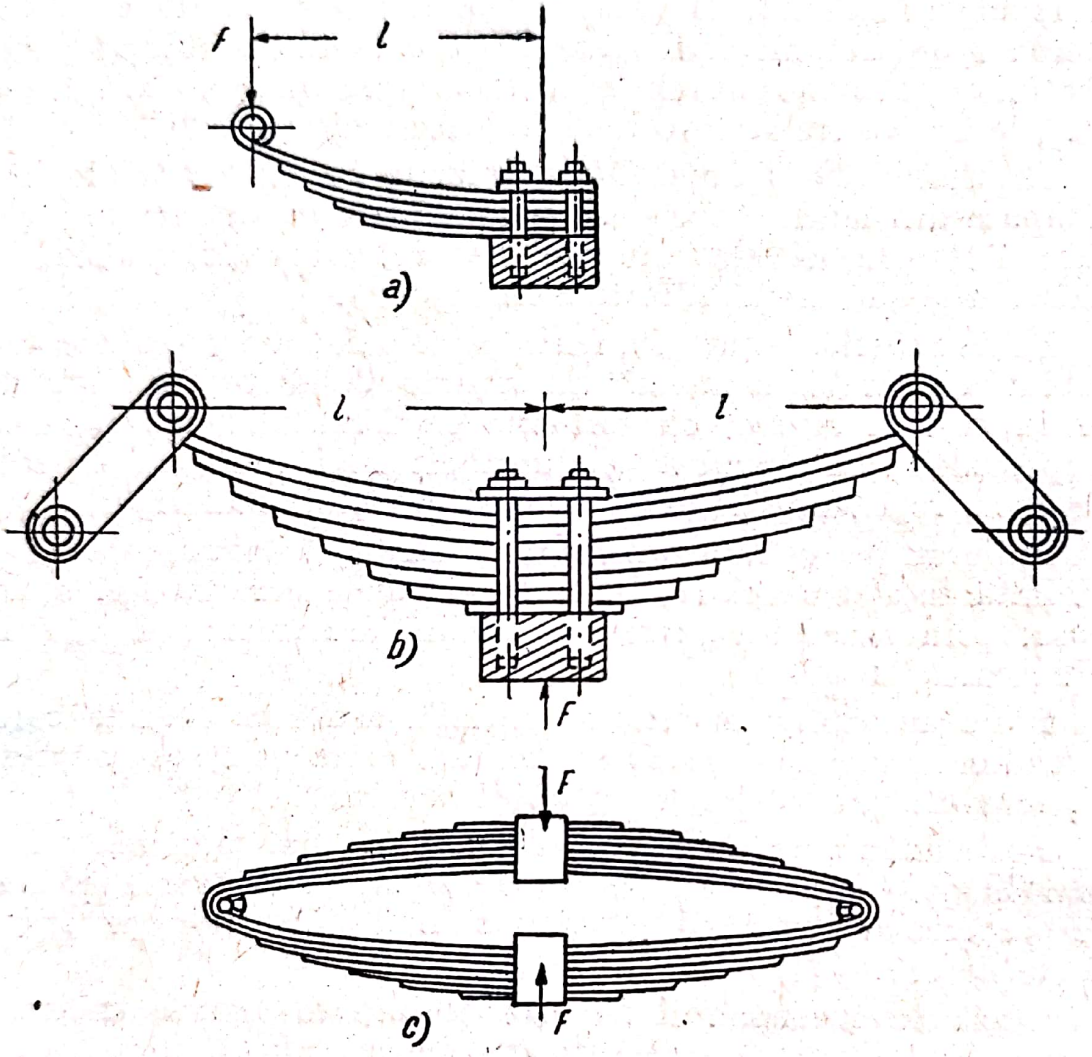


Fig. 166. Arcuri cu foi multiple.

Cu această relaţie se face dimensionarea sau verificarea la încovoiere a arcului:

$$\sigma_{ai} = 5\,000 \div 6\,000 \text{ kgf/cm}^2,$$

iar

$$W = n \cdot \frac{b \cdot h^2}{6} \text{ cm}^3;$$

în care:

n este numărul de foi;
b — lăţimea;
h — grosimea foii de arc.

Momentul încovoietor în secţiunea de încastrare (de prindere cu brăţara) este $M_{i\,max}=M_{i1}+M_{i2}$, în care M_{i1} este dat de componenta verticală din ochiul capetelor arcului, iar M_{i2} este dat de componenta orizontală. Rezultanta din capetele arcului este înclinată faţă de verticală cu un unghi α corespunzător unghiului de înclinare a curbei iniţiale a arcului faţă de orizontală. Cu aceste indicaţii se deduce $M_{i\,max}=F\cdot l+F\cdot f_0\ \mathrm{tg}\ \alpha=F(l+f_0\ \mathrm{tg}\ \alpha)$. Unghiul α este dat cunoscînd braţul l şi săgeata f_0 iniţială, $\alpha=2\ \mathrm{arc\ tg}\frac{f_0}{l}$.

Din relaţiile de mai sus, rezultă numărul de foi necesar:

$$n=\frac{6F\,(l+f_0\,\mathrm{tg}\,\alpha)}{b\cdot h^2\cdot\sigma_{ai}}.$$

11.3.2. **Arcuri elicoidale.** Arcurile elicoidale sînt formate din bare metalice din oţel de arc înfăşurate în elice pe o suprafaţă directoare. După suprafaţa directoare, se deosebesc: arcuri elicoidale cilindrice, conice, dublu conice, paraboloidale etc.

Secţiunea barei metalice poate fi circulară sau dreptunghiulară, în care $h\neq b$ (fig. 167).

După modul de solicitare se deosebesc două categorii de arcuri elicoidale: arcuri elicoidale torsionale şi arcuri elicoidale flexionale.

Arcurile torsionale se caracterizează prin aceea că la comprimarea sau întinderea lor, bara (sîrma) arcului este solicitată la răsucire (torsiune).

Arcurile flexionale se caracterizează prin faptul că bara (sîrma) fixată la un capăt este solicitată la încovoiere cînd se acţionează cu un moment de răsucire în jurul axei arcului.

Elemente de calcul. a. Arcurile elicoidale cilindrice torsionale. Momentul de răsucire este dat prin relaţia $M_t=F\cdot R$, în care F, în kgf, este forţa de întindere sau comprimare a arcului în direcţia axială şi R, în cm, — raza medie de înfăşurare a arcului:

$$M_t=W_p\cdot\tau_{at}.$$

În cazul arcului executat din oţel de arc cu sîrmă rotundă

$$W_p=\frac{\pi\cdot d^3}{16}\ \mathrm{cm}^3,$$

iar

$$\tau_{at}=4\,000\div5\,000\ \mathrm{kgf/cm}^2.$$

Scanned with OKEN Scanner

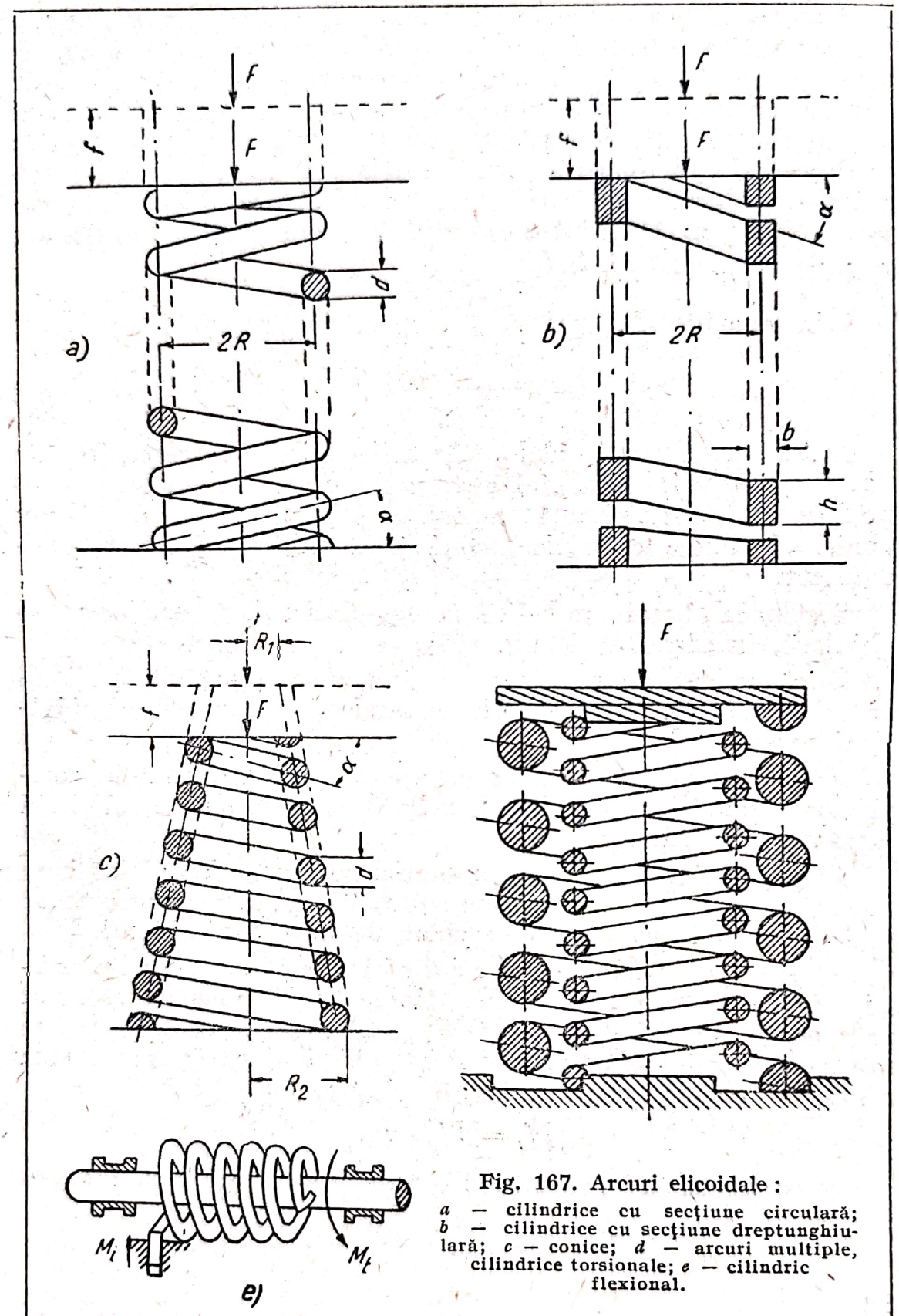


Fig. 167. Arcuri elicoidale :
a — cilindrice cu secţiune circulară; *b* — cilindrice cu secţiune dreptunghiulară; *c* — conice; *d* — arcuri multiple, cilindrice torsionale; *e* — cilindric flexional.

Scanned with OKEN Scanner

Calculul săgeții f parcurse de forța F.

Datorită apăsării sau întinderii, arcul se deformează răsucindu-se pe întreaga lui lungime cu unghiul θ. Corespunzător acestei răsuciri, arcul face o deplasare axială sub acțiunea sarcinii, rezultînd săgeata $f = R \cdot \theta$ (fig. 168).

Cum unghiul de deformație este $\theta = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p}$ radiani, $l = 2\pi nR$, $M_t = F \cdot R$ și $I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$ (pentru secțiune circulară), rezultă că $f = 64 \frac{n \cdot R^3 F}{G \cdot d^4}$. Cu această relație se poate calcula și numărul de

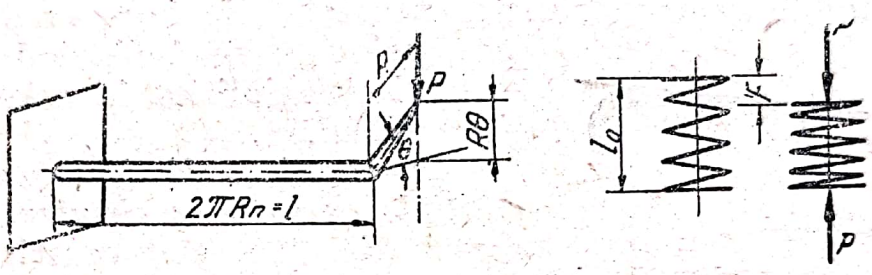


Fig. 168. Deformația arcului elicoidal.

spire (n). Constructiv se ia o spiră în plus, deoarece la capetele de sprijin cîte ½ spiră este susținută pentru o bună așezare.

Lucrul mecanic de deformație.

Relația săgeții $f = R\theta = R \cdot \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p}$ se poate da și sub o altă formă, cuprinzînd efortul unitar de răsucire, care are expresia $\tau_{t\,max} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_t}{I_p} \cdot \frac{d}{2}$. Din această relație rezultă că $\frac{M_t}{I_p} = \frac{2\tau_{t\,max}}{d}$, care se introduce în relația săgeții $f = \frac{2 \cdot R \cdot \tau_{max} \cdot l}{G \cdot d}$. De asemenea, forța F, care rezultă din relația $\tau_{max} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{F \cdot R}{\frac{\pi d^3}{16}}$, are expresia $F = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_{max}}{16 \cdot R}$.

Lucrul mecanic de deformație este $L = \frac{F \cdot f}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d^3 \cdot \tau_{max}}{16 \cdot R} \cdot \frac{2 \cdot R\tau_{max} \cdot l}{G \cdot d}$, deci;

$$L = \frac{1}{4}\left(\frac{\pi d^2}{4} \cdot l\right)\frac{\tau^2_{max}}{G} = \frac{1}{4} \cdot V \cdot \frac{\tau^2_{max}}{G}.$$

Deci $K = \frac{1}{4}$ este coeficientul de utilizare volumetrică.

Din punct de vedere constructiv se ia $\varepsilon = \frac{D}{d} = 4 \div 16$.

Raportul $\frac{D}{d} = \varepsilon$, numit raport de formă, pentru valorile mici influenţează asupra eforturilor unitare de torsiune şi în acest caz se aplică un coeficient de corecţie $\tau'_{tmax} = C\tau_{max}$, în care C depinde de $\frac{D}{d}$. Pentru $\varepsilon=4$, $C=1{,}4$, iar pentru $\varepsilon = 10$, $C=1{,}14$. Deci cu cît raportul este mai mic, cu atît solicitările sînt mai defavorabile. Pentru arcurile executate din bare dreptunghiulare, calculele se fac avînd la bază aceleaşi principii ca la cele cu secţiune circulară.

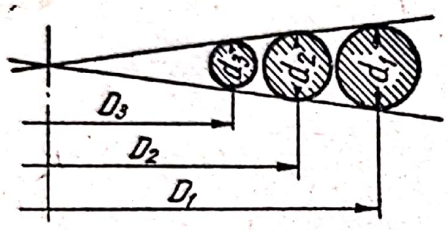


Fig. 169. Arcuri multiple cilindrice cu acţiune circulară.

b) *Arcurile elicoidale cilindrice multiple cu secţiune circulară*. Aceste arcuri (fig. 169) sînt constituite din arcuri montate unul în interiorul altuia. Calculul se face în mod similar, avînd în vedere următoarele:

— toate arcurile au aceeaşi săgeată f;

— materialul este solicitat la fel în toate arcurile;

— forţele din arcuri însumate dau sarcina totală.

Se ia cazul unui arc multiplu compus din trei arcuri. Fiecare arc este caracterizat prin diametrul d al sîrmei, raza medie de înfăşurare R şi lungimea totală l. Săgeata pentru un arc elicoidal cilindric este dată de relaţia $f = 2F\frac{\tau_{tmax}}{G} \cdot \frac{l}{d}$; deoarece $f_1=f_2=f_3$ pentru fiecare arc component, rezultă că pentru acelaşi material şi solicitări $\frac{l_1R_1}{d_1} = \frac{l_2R_2}{d_2} = \frac{l_3R_3}{d_3}$ sau, înlocuind lungimea cu relaţia $l = 2n\pi \cdot R$, rezultă că $\frac{R_1^2n_1}{d_1} = \frac{R_2^2n_1}{d_2} = \frac{R_3^2n_3}{d_3}$ (şi amplificînd fiecare raport cu d corespunzător rezultă că:) $\frac{D_1^2}{d_1^2}n_1d_1 = \frac{D_2^2}{d_2^2}n_2d_2 = \frac{D_3^2}{d_3^2}n_3d_3$. Luînd constructiv $n_1d_1 = n_2d_2 = n_3d_3$, rezultă că $\frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2} = \frac{D_3}{d_3} =$ constant.

$F = F_1 + F_2 + F_3$, de unde $F_1 = \frac{\pi d_1^3 \tau_{max}}{16R_1}$; $F_2 = \frac{\pi d_2^3 \tau_{max}}{16R_2}$; $F_3 = \frac{\pi d_3^3 \tau_{max}}{16R_3}$.

Folosind relaţiile de mai sus, raportul forţelor este dat de cel al diametrelor sîrmelor din care este făcut arcul, astfel: $\frac{F_1}{F_2} = \frac{d_1^3 \cdot D_2}{d_2^3 \cdot D_1}$ şi, deoarece $\frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2}$ (considerat constructiv) sau sub o altă formă $\frac{D_1 \cdot d_2}{d_1 \cdot D_2} = 1$, rezultă că $\frac{F_1}{F_2} = \frac{d_1^2 \cdot d_1 \cdot D_2}{d_2^2 \cdot d_2 \cdot D_1} = \frac{d_1^2}{d_2^2}$.

Deci forţele acţionează pe fiecare arc proporţional cu pătratul diametrului sîrmei din care este executat, avînd condiţia constructivă $n_1 d_1 = n_2 d_2 = n_3 d_3$.

c. **Arcurile elicoidale cilindrice flexionale.** Arcurile fiind folosite pentru înmagazinarea şi predarea lucrului mecanic sub forma unui cuplu de răsucire M_t, bara la locul de fixare este solicitată la încovoiere (flexiune). Asemenea arcuri se folosesc la amortizarea şocurilor torsionale de la maşini, cuplaje etc. Calculul la încovoiere, avînd în vedere momentul de răsucire, este dat de relaţia $M_i = M_t = W \cdot \sigma_{ai}$.

Pentru secţiunea circulară: $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ cm^3. Cu această relaţie se poate face o verificare la încovoiere $\sigma_i < \sigma_{ai} = (4\,000 - 6\,000$ kgf/cm^2) sau o dimensionare a sîrmei (d, cm).

Răsucirea arcului în jurul axei lui dată de M_t este

$$\theta = \frac{M_t \cdot l}{E \cdot I} = 2 \frac{\sigma_i}{E} \cdot \frac{l}{d} \text{ radiani, în care } l = 2\pi n R,$$

$$\text{iar } I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{d}{2} \cdot W \text{ cm}^4.$$

Lucrul mecanic de deformaţie este $L = \frac{1}{8} \cdot V \cdot \frac{\sigma_i^2}{E}$.

11.3.3. **Arcuri inelare.** Arcurile inelare se compun din inele exterioare şi interioare, suprapuse axial prin suprafeţe de contact conice (fig. 170).

Arcurile sînt acţionate axial de forţa F, lucrînd numai la comprimarea arcului. Prin alunecarea reciprocă a inelelor pe suprafeţele de contact sub acţiunea forţei F se învinge forţa de frecare şi inelele exterioare împinse sînt solicitate la întindere, iar cele interioare la compresiune.

Inelele se execută din oţel de arc prin forjare, matriţare şi se prelucrează suprafeţele conice sub un unghi $\alpha = 15°$. Aceste arcuri se folosesc la amortizarea şocurilor puternice (la tampoane).

Elemente de calcul. Sarcina F dă o presiune p (kgf/cm^2), între suprafeţele conice de contact rezultînd eforturi unitare de întindere (tracţiune) σ_{te}, la inelele exterioare, şi eforturi unitare

Scanned with OKEN Scanner

de compresiune σ_{ci} la inelele interioare. Se consideră inelele eu aceeaşi secţiune A (cm²) cu grosimea s (cm), pentru inelul exterior respectiv interior. Forţa de apăsare radială asupra

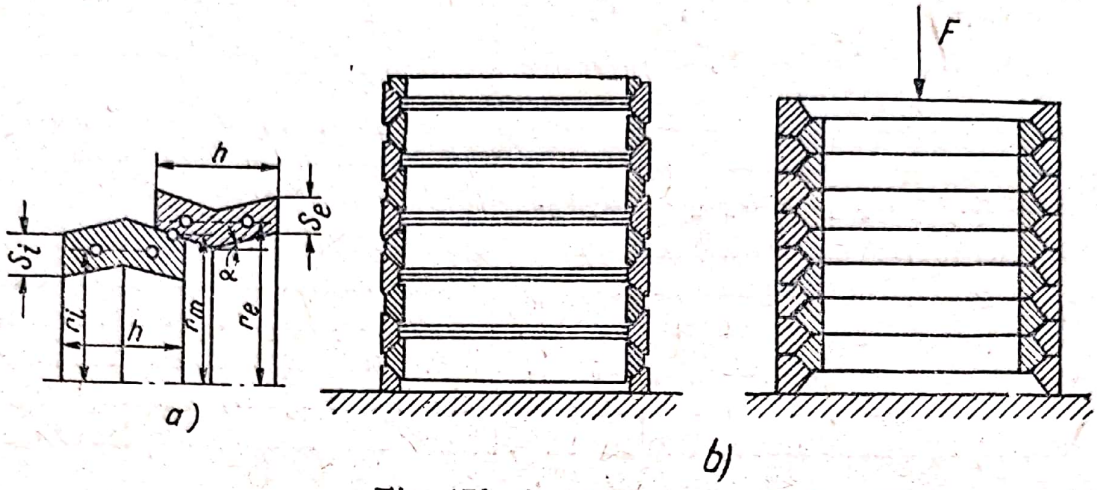


Fig. 170. Arcuri inelare :
a — secţiune prin două inele; *b* — arc neîncărcat şi arc încărcat la maximum.

unui inel, considerînd arcul complet comprimat pe înălţimea h, este: $F_r = p \cdot d_m \cdot h$, în care d_m este diametrul mediu al suprafeţei conice de contact. Forţa aceasta solicită inelul exterior la tracţiune:

$F_r = A\sigma_{te} = 2sh\sigma_{te}$, în care s este grosimea inelului exterior. Cu cele două relaţii deducem grosimea necesară:

$$s = r_m \cdot \frac{p}{\sigma_{te}} = r_m \cdot \frac{p}{\sigma_{ci}}.$$

Inelul interior fiind solicitat la compresiune de aceeaşi forţă radială F_r, rezultă în mod similar grosimea inelului interior. Prin deplasarea axială a inelelor se produc deformări elastice radiale. Alungirea inelelor este $\Delta l = 2\pi \cdot dh \cdot \operatorname{tg} \alpha$.

Alungirea este proporţională cu forţa, deci pentru deplasarea axială cu dh, datorită forţei F, corespunde la inele alungirea Δl, corespunzătoare forţei radiale F_r. Deci relaţia este

$$\frac{F}{dh} = \frac{Fr}{2 \cdot \pi \cdot dh \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \text{ de unde } Fr = 2\pi F \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Avînd în vedere şi frecările dintre inele, se obţine $F_r = 2\pi \cdot F \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$, în care $\mu = \operatorname{tg} \varphi = 0{,}15$.

Săgeata totală a arcului este dată de deplasările axiale ale inelelor sub acţiunea forţei şi acestea sînt proporţionale cu deformaţiile elastice radiale ale inelelor, la solicitări de întindere (pentru inelele exterioare) şi la compresiune (pentru inelele interioare).

Scanned with OKEN Scanner

Săgeata dată de o pereche de inele pentru o singură suprafață de contact este $f_0 = \frac{\Delta_r}{\operatorname{tg}\alpha}$, în care Δ_r este deformația radială totală și α unghiul de înclinare a suprafeței conice:

$$\Delta_r = \Delta_{re} + \Delta_{ri} = \frac{\sigma}{E}(re + ri).$$

Săgeata totală este $f = f_0(z - 1)$, în care z este numărul de inele interioare și exterioare.

Folosind relațiile de mai sus, lucrul mecanic de deformație este $L = \frac{F \cdot f}{2} = \frac{1}{2} \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{\operatorname{tg}\alpha} \cdot \frac{\sigma^2}{E} \cdot V$, în care V este volumul total al inelelor (exterioare și interioare).

11.3.4. **Arcuri-disc.** Arcurile-disc sînt formate din discuri elastice bombate tronconic și suprapuse perechi prin centrare axială cu ajutorul unei tije (fig. 171).

Discurile se aplatizează sub acțiunea forței F. Micșorarea înălțimii sub acțiunea forței dă săgeata f. Discurile se execută din oțel prin presare la cald și se tratează termic. Aceste arcuri se folosesc pentru solicitări mari, cu șocuri rare (amortizarea matrițelor în prese). Sub formă de șaibă elastică se folosesc la asigurarea contra desfacerii piulițelor.

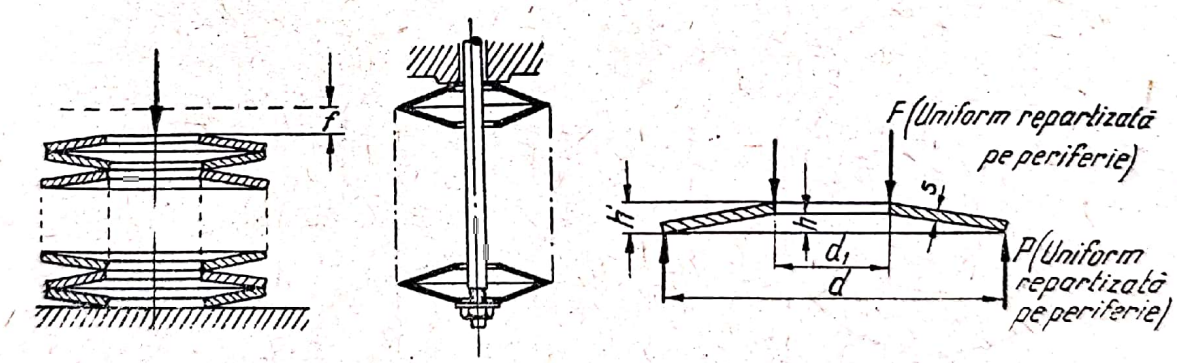


Fig. 171. Arcuri-disc.

Elemente de calcul. Prin apăsarea discurilor, pe fibrele exterioare este o solicitare de întindere, iar pe cele interioare solicitarea este la compresiune. Constructiv, se ia pentru raportul diametrelor discurilor:

$$\frac{d_1}{d} = 0{,}3 \div 0{,}5, \text{ iar față de grosime: } \frac{d}{s} < 35.$$

și $h = 1{,}3\,f$, unde săgeata este dată de relația $f = K \cdot F \frac{r^2}{s^3}$,

Scanned with OKEN Scanner

în care $r = \frac{d}{2}$ și K este un coeficient ce depinde de raportul $\frac{d}{d_1}$ și de material și se alege din tabele.

11.3.5. **Arcuri spirale.** Arcurile spirale sînt formate dintr-o bară (sîrmă) de oțel răsucită în spirală plană (fig. 172).

Secțiunea transversală a arcului are diferite forme: circulară, pătrată, dreptunghiulară.

Arcurile se folosesc la ceasornice, patefoane, aparate de înregistrat și la mecanisme cu rulouri. Arcurile oscilante se execută foarte precis, din oțel cu proprietăți de elasticitate și de rezistență la oboseală.

Elemente de calcul. Arcurile spirale plane, prin acționarea cu un moment de răsucire M_t, sînt supuse în secțiunea de prindere la încovoiere, unde $M_i = M_t$. Dimensionarea sau verificarea la încovoiere se face cu relația:

$M_i = W \cdot \sigma_{ai}$, unde $W = \frac{b \cdot h^2}{2}$ cm³, pentru arcuri cu secțiune dreptunghiulară, și $\sigma_{ai} = 3\,000 - 4\,000$ kgf/cm², pentru oțel de arc.

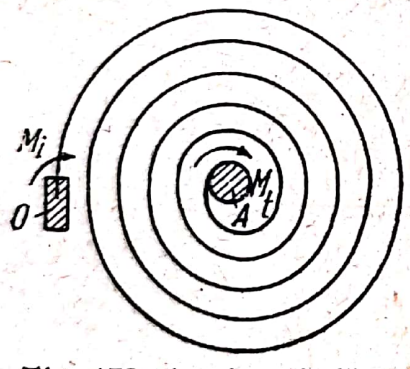


Fig. 172. Arc în spirală plană.

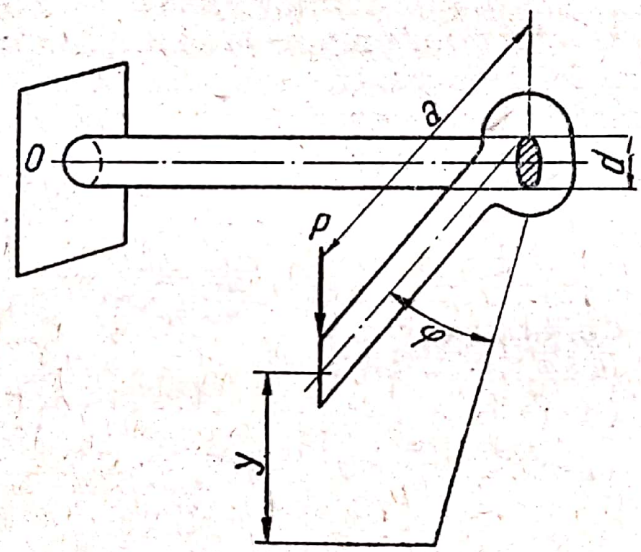


Fig. 173. Arc-bară de torsiune.

Deformațiile arcului spiral se caracterizează prin unghiul de rotire al axului $\theta = \frac{M_t \cdot l}{E \cdot I}$, în radiani, corespunzător variației unghiului de înfășurare a arcului. Lucrul mecanic de deformație este $L = \frac{1}{2} \cdot M_t \cdot \theta$.

11.3.6. **Arcuri-bare de torsiune.** Arcul-bară de torsiune este o bară dreaptă solicitată la răsucire prin aplicarea unui moment la capătul ei (fig. 173).

Secţiunea barei are diferite forme: circulară, pătrată, dreptunghiulară, eliptică etc.

Arcul cu secţiune circulară prezintă avantajul că are un coeficient de utilizare volumetric mai mare şi că suportă mai bine solicitările la oboseală, fiind uşor şi mai bine prelucrat.

La un capăt este fixat într-un dispozitiv de prindere şi la celălalt capăt este asamblat prin fretare sau presare cu o pîrghie prin care se transmite momentul de răsucire. Sînt construcţii la care bara de torsiune are pîrghii la ambele capete. Asemenea arcuri din oţel se folosesc la suspensia din faţă a autovehiculelor, la boghiurile vagoanelor, la cuplaje elastice cu jocuri torsionale etc.

Elemente de calcul. În cazul unei secţiuni circulare a barei de torsiune, calculul se face cu relaţia $M_t = W_p \cdot \tau_t$, în care $W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ cm³. Momentul este dat de forţa F aplicată la pîrghia de lungime a, deci $M_t = F \cdot a$ kgf.cm. Săgeata este deplasarea capătului pîrghiei (levierului) sub acţiunea forţei, deci $f = \varphi a$, în care φ este în radiani, unghiul de răsucire $\varphi = \frac{M_t \cdot l}{I_p \cdot G}$. În acest caz, săgeata este dată de $f = \frac{M_t \cdot l \cdot a}{I_p \cdot G}$, în care l este lungimea barei de torsiune, în cm, $I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$ cm⁴ este momentul polar de inerţie, iar G, în kfg/cm², reprezintă modulul de elasticitate transversal, luat din tabele în raport cu materialul. Lucrul mecanic de deformaţie este

$L = \frac{M_t \cdot \varphi}{2} = \frac{1}{4} \cdot V \cdot \frac{\tau_t^2}{G}$; arcul bară de torsiune are coeficientul de utilizare volumetrică $K = \frac{1}{4}$.

11.3.7. **Arcuri speciale.** La unele maşini, dispozitive, aparate, se folosesc asamblări elastice cu proprietăţi similare arcurilor. Aceste asamblări se fac cu arcuri speciale.

Se deosebesc două grupe:

— arcuri masive din materiale elastice;

— arcuri de construcţie şi profil deosebit de cele masive.

Din prima grupă fac parte arcurile de cauciuc, plută, piele.

Din a doua grupă fac parte arcurile de formă constructivă specială: arcuri manometrice, tuburile ondulate, membranele, capsulele, elementele elastice sub acţiunea temperaturii.

a. *Arcurile de cauciuc.* Cauciucul sintetic are proprietăţi corespunzătoare pentru confecţionarea arcurilor şi este supe-

rior cauciucului natural. Arcurile din cauciuc se formează din blocuri mari de cauciuc combinate cu plăci sau tuburi metalice.

Curba de elasticitate a cauciucului diferă de cea a oţelului, însă pentru calculul practic se combină relaţiile similare folosite la arcurile metalice, aplicîndu-se unele corective în raport cu parametrii caracteristici cauciucului.

O proprietate a cauciucului o constituie efectul elastic întîrziat şi constă în faptul că deformarea procentuală creşte proporţional cu logaritmul timpului. Această variaţie este negli-

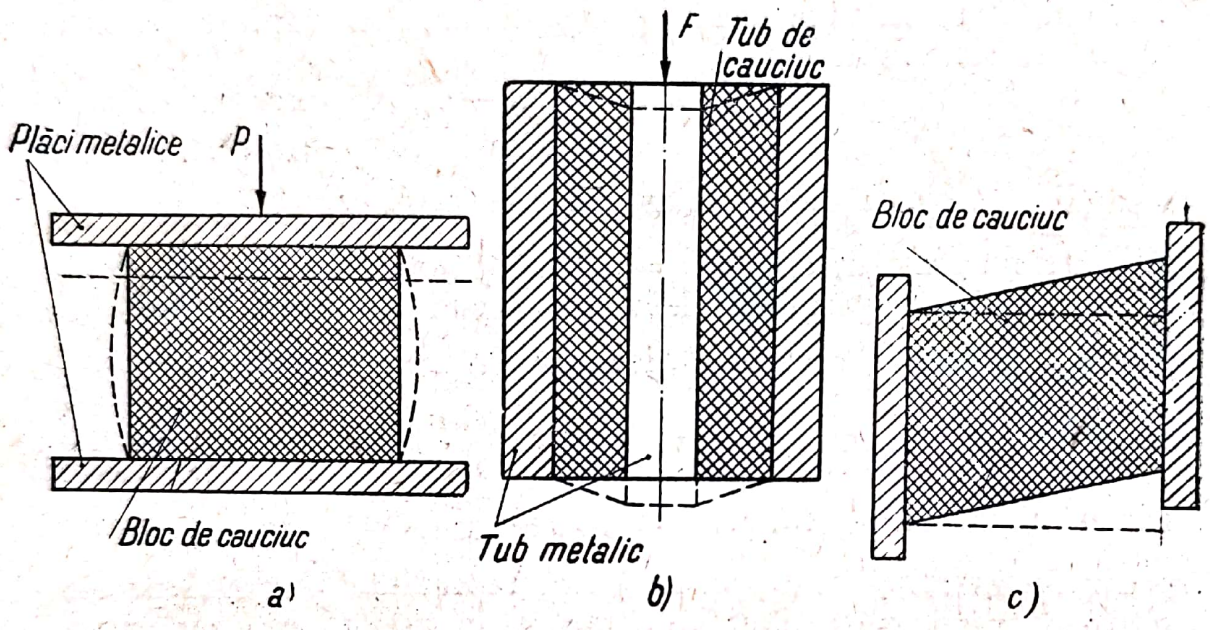


Fig. 174. Arcuri de cauciuc.

jabilă după un timp relativ scurt (10 minute). Cauciucul are deci un modul de elasticitate static şi un modul de elasticitate dinamic. Modulul de elasticitate static este valoarea E_s corespunzătoare deformaţiei procentuale produse după 1—10 minute de la încărcare.

După modul de solicitare şi forma constructivă se deosebesc următoarele arcuri de cauciuc:

— arcuri de compresiune (cu plăci metalice, cu tub metalic) (fig. 174, *a* şi *b*);
— arcuri de întindere-cablu de cauciuc;
— arcuri solicitate la forfecare (fig. 174, *c*);
— arcuri solicitate la torsiune.

b. *Arcurile manometrice* sînt constituite dintr-o ţeavă metalică (fig. 175) îndoită în formă de arc în spirală. Secţiunea ţevii poate fi eliptică, sau de alt profil. Curbura îndoiturii ar-

cului se schimbă sub acţiunea diferenţei dintre presiunea exterioară şi cea interioară a tubului.

Asemenea arcuri se folosesc la aparatele de măsurat de sensibilitate mare, deoarece tubul prezintă deformaţii mari sub acţiunea diferenţei de presiune.

c. *Tuburile ondulate* sînt construite din cilindri subţiri cu pereţii ondulaţi. Aceste tuburi au proprietatea de a-şi modifica dimensiunile, în mod elastic, în funcţie de solicitările la care sînt supuşi.

Tuburile ondulate, numite şi silfoane, se folosesc ca: elemente sensibil elastice pentru măsurarea presiunii; elemente de îmbinare elastică a conductelor neaxiale; element separator pentru medii fluide. Din punct de vedere al solicitărilor, tuburile ondulate se împart în trei categorii:

— tuburi pentru comprimare (fig. 176, *a*);

— tuburi pentru întindere (fig. 176, *b*);

— tuburi pentru acţiuni repetate (fig. 176, *c*).

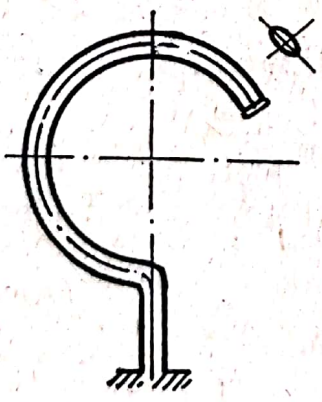


Fig. 175. Arc manometric.

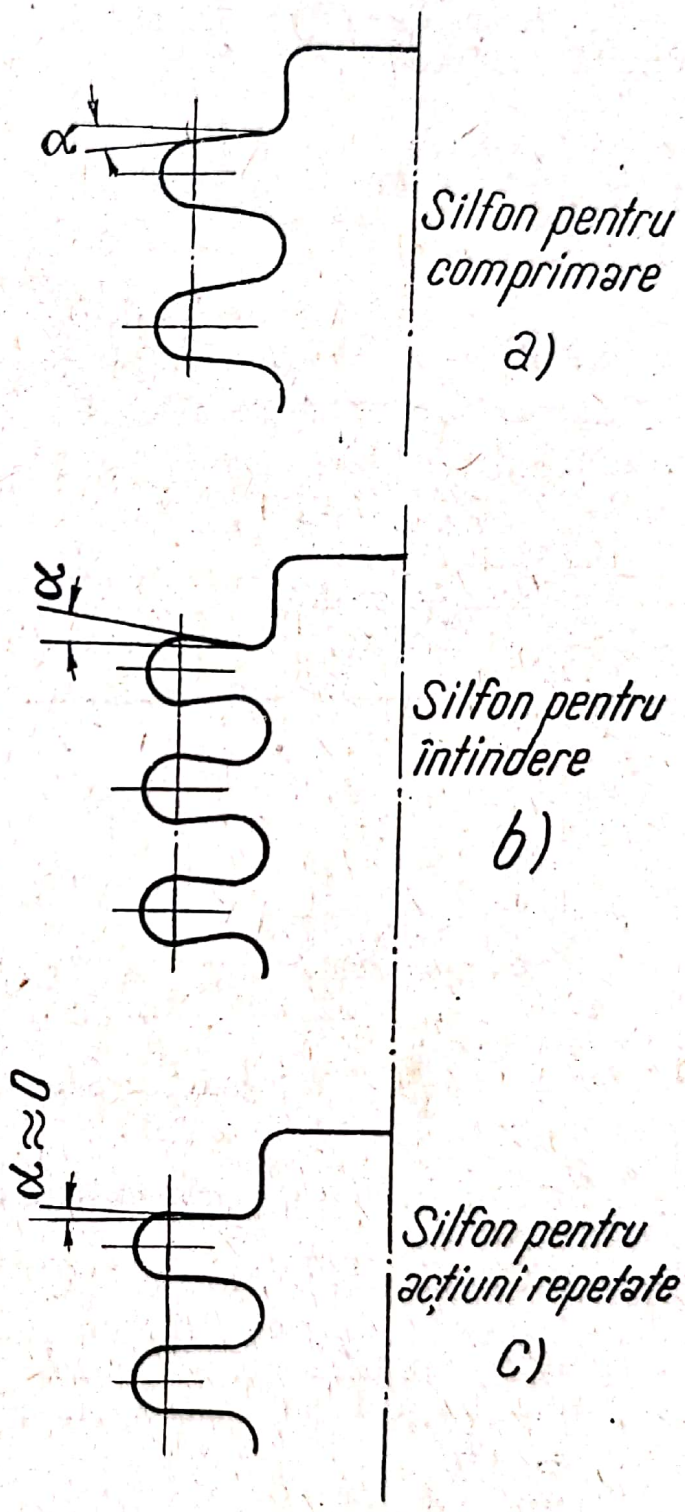


Fig. 176. Tuburi ondulate.

Deosebirea dintre cele trei tipuri constă în unghiul de înclinare a ondulaţiilor.

Limitele presiunilor între care se folosesc tuburile ondulate sînt destul de largi în raport cu grosimea pereţilor şi diametrul tubului.

d. *Membrane şi capsule*. Membrana este o placă subţire ondulată sau neondulată, care este capabilă să-şi deplaseze centrul în mod elastic sub acţiunea unei forţe concentrice sau uniform repartizate exterioare. Membrana se fixează pe conturul exterior. După aspectul exterior, membrana poate fi: plată (fig. 177, *a*) sau ondulată (fig. 177, *b*). Suprafaţa membranei poate fi rotundă, triunghiulară, trapezoidală.

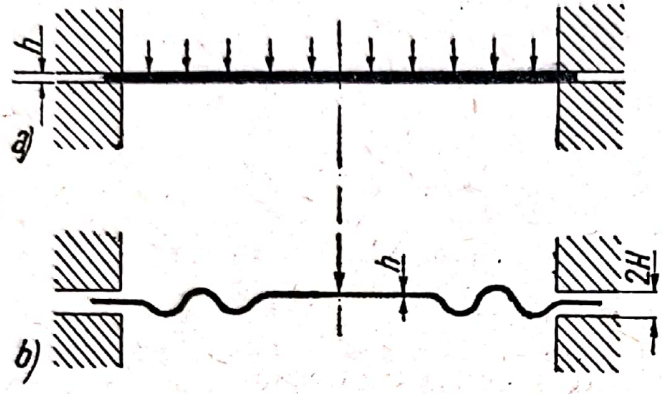


Fig. 177. Membrane.

Membranele se folosesc la aparatele de măsurat de precizie de bord (altimetre, manovacuumetre etc.).

Capsulele elastice sînt constituite din lipirea a două membrane (fig. 178).

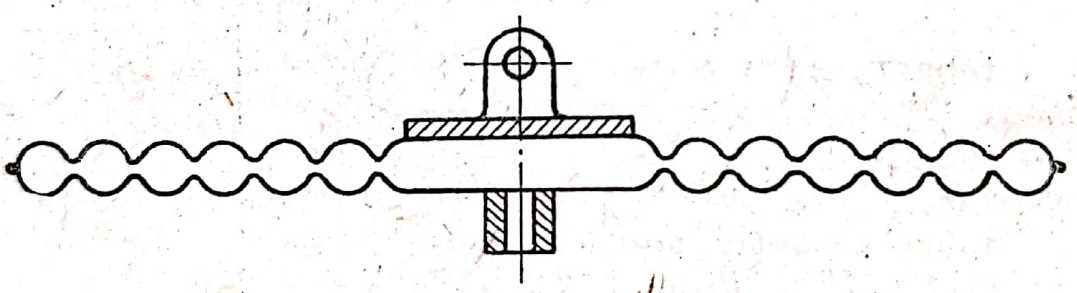


Fig. 178. Capsulă elastică.

Membranele şi capsulele se execută din alamă, bronz fosforos, cauciuc, piele, pînză.

Exemple de calcul la asamblările cu arcuri.

Exemplul 1. Să se verifice un arc lamelar dreptunghiular din oţel de arc, care are grosimea $s = 0{,}1$ cm, lăţimea $b = 2$ cm şi lungimea $l = 4$ cm, încărcat la capătul liber cu o forţă $F = 4$ kgf. Să se calculeze şi săgeata sub acţiunea forţei F.

Rezolvare:

a) Verificarea la încovoiere:

Scanned with OKEN Scanner

Arcul lamelar este solicitat la încovoierea maximă la capătul de fixare. $\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{F \cdot l}{\frac{s^2 \cdot b}{6}} = \frac{4 \cdot 4 \cdot 6}{(0,1)^2 \cdot 2} = 4\,800$ kgf/cm²,

$$\sigma_{ai} = 4\,800 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (admisibil)}.$$

b) Calculul săgeții:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3E \cdot I} = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot \frac{s^3 \cdot b}{12}} = \frac{4 \cdot 4^3 \cdot 12}{3 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 (0,1)^3 \cdot 2} = 0{,}25 \text{ cm},$$

$f = 2{,}5$ mm.

Exemplul 2. Să se verifice arcul cu foi multiple din oțel de arc încărcat cu o forță $F = 3\,000$ kgf la fiecare capăt de suspensie, cu deschiderea $2l = 1\,200$ mm, compus din $n = 8$ foi, având conform STAS 909-50 lățimea $b = 120$ mm și grosimea $s = 16$ mm. Săgeata inițială a arcului este $f_0 = 100$ mm.

Rezolvare. Verificarea se face la încovoiere, pentru secțiunea din dreptul de fixare cu brățare de strîngere, deci momentul încovoietor maxim σ_{imax} se găsește pentru lungimea l având în vedere și momentul dat de componenta orizontală pentru lungimea $f_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha$:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{F \cdot (l + f_0 \cdot \operatorname{tg}\alpha)}{m \cdot \frac{s^2 \cdot b}{6}} = \frac{6 \cdot 3\,000(60 + 10 \cdot 0{,}35)}{8 \cdot 1{,}6^2 \cdot 12} = 4\,700 \text{ kgf/cm}^2$$

(admisibil).

Unghiul α s-a aflat din relația: $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{f_0}{l} = \frac{100}{600} = 0{,}166$,

$$\frac{\alpha}{2} = 9°30',$$

$$\alpha = 19°,$$

$$\operatorname{tg} \alpha = 0{,}35.$$

Exemplul 3. Să se dimensioneze arcul elicoidal cilindric din bară rotundă de oțel de arc, supus unei sarcini oscilante de comprimare $F_{max} = 120$ kgf și $F_{min} = 60$ kgf.

Rezolvare:

a) Determinarea dimensiunilor.

Se alege raportul dintre diametrul de înfășurare și cel al barei de arc $\frac{D}{d} = 6$.

Scanned with OKEN Scanner

Arcul este solicitat la torsiune $\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{F \cdot R}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}}$.

Pentru F_{max} avem τ_{max}, iar pentru F_{min} avem τ_{min}.
Considerăm $\tau_{tmax} = 4\,000$ kgf/cm². Deci $\tau_{tmax} = \frac{F_{max}R}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}}$ și deoarece $2R = 6d$, adică $R = 3d$, rezultă că:

$$\tau_{tmax} = \frac{16F_{max} \cdot 3d}{\pi \cdot d^3} = \frac{3 \cdot 16 \cdot F_{max}}{\pi \cdot d^2}, \text{ de unde } d = \sqrt{\frac{3 \cdot 16 \cdot F_{max}}{\pi \cdot \tau_{tmax}}} =$$

$$= \sqrt{\frac{3 \cdot 16 \cdot 120}{3{,}14 \cdot 4\,000}} = \sqrt{0{,}46} = 0{,}66 \text{ cm}.$$ Se ia constructiv $d = 8$ mm, $R = 3d = 3 \cdot 8 = 24$ mm.

b) Calculul eforturilor unitare la torsiune efective:

$$\tau_{tmax} = \frac{F_{max} \cdot R}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 120 \cdot 2{,}4}{3{,}14 \cdot 0{,}8^3} = 2\,900 \text{ kgf/cm}^2,$$

$$\tau_{tmin} = \frac{F_{min} \cdot R}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 60 \cdot 2{,}4}{3{,}14 \cdot 0{,}8^3} = 1\,450 \text{ kgf/cm}^2.$$

c) Verificarea la oboseală a arcului.

Se calculează coeficientul de siguranță după metoda Soderberg pentru eforturile de torsiune cu relația:

$$C_\tau = \frac{1}{\frac{\beta K_\tau}{\varepsilon \cdot \gamma} \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}},$$

Avînd în vedere forma cilindrică, prelucrarea îngrijită și calitatea materialului, se ia pentru:

— coeficientul de concentrare a tensiunilor, $\beta K_\tau = 1$;
— coeficientul dimensional, $\varepsilon = 1$;
— coeficientul de calitate, $\gamma = 0{,}9$.

Amplitudinea eforturilor unitare $\tau_v = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{2\,900 - 1\,450}{2} =$

$= 725$ kgf/cm².

Eforturile medii: $\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{2\,900 + 1\,450}{2} = 2\,175$ kgf/cm².

Pentru oțel de arc se ia $\tau_c = 50$ kgf/mm² și $\tau_{-1} = 30$ kgf/mm².

Scanned with OKEN Scanner

Coeficientul de siguranţă este:

$$C_t = \frac{1}{\frac{1}{1 \cdot 0{,}9} \cdot \frac{725}{3\,000} + \frac{2\,175}{5\,000}} = \frac{1}{0{,}27 + 0{,}43} = \frac{1}{0{,}7} = 1{,}5 \text{ (admisibil).}$$

Exemplul 4. Se dă un arc elicoidal cilindric avînd următoarele caracteristici:
$D = 6$ cm; $d = 1$ cm; $n = 10$ spire active.

Se cere forţa ce poate fi aplicată arcului pentru o săgeată $f = 40$ mm.

Rezolvare. Săgeata este dată de relaţia $f = \frac{64 \cdot n \cdot F \cdot R^3}{G \cdot d^4}$

deci $F = \frac{f \cdot G \cdot d^4}{64 \cdot n \cdot R^3} = \frac{4 \cdot 8{,}3 \cdot 10^5 \cdot 1^4}{64 \cdot 10 \cdot 3^3} = 194$ kgf.

Verificarea la răsucirea barei circulare: $\tau_t = \frac{F \cdot R}{W_p} = \frac{194 \cdot 3 \cdot 16}{\pi \cdot 1^3}$,

$$\tau_t = 3\,000 \text{ kgf/cm}^2 < \tau_{at}.$$

12. ORGANELE MIŞCĂRII DE ROTAŢIE

Mişcarea de rotaţie transmisă de la o maşină de forţă la o maşină de lucru sau mecanism este asigurată prin organele de rotaţie, de legătură a acestora şi de sprijin.

Ca organe principale de rotaţie sînt arborii şi osiile. Aceste organe se leagă la capătul lor prin cuplaje. Arborii şi osiile au părţi de susţinere pe lagăre, care sînt organe de sprijin. Deci în cadrul acestui capitol se vor trata ca organe ale mişcării de rotaţie: arborii, osiile, fusurile, pivoţii, lagărele şi cuplajele.

12.1. Arbori şi osii

Definiţii. Caracterizarea. Clasificare. Tehnologie

a) Arborii sînt organe de maşini rotitoare în jurul axei lor geometrice, care transmit momente de răsucire prin intermediul altor organe cu care sînt în legătură (roţi, cuplaje, biele). Arborii (fig. 179) se clasifică avînd în vedere forma lor, poziţia şi modul de funcţionare. Astfel se deosebesc după forma

constructivă: arbori drepţi şi arbori cotiţi. Secţiunea arborilor poate fi plină sau inelară. Arborii cotiţi se folosesc la transmiterea mişcării şi momentelor de răsucire de la motoarele cu

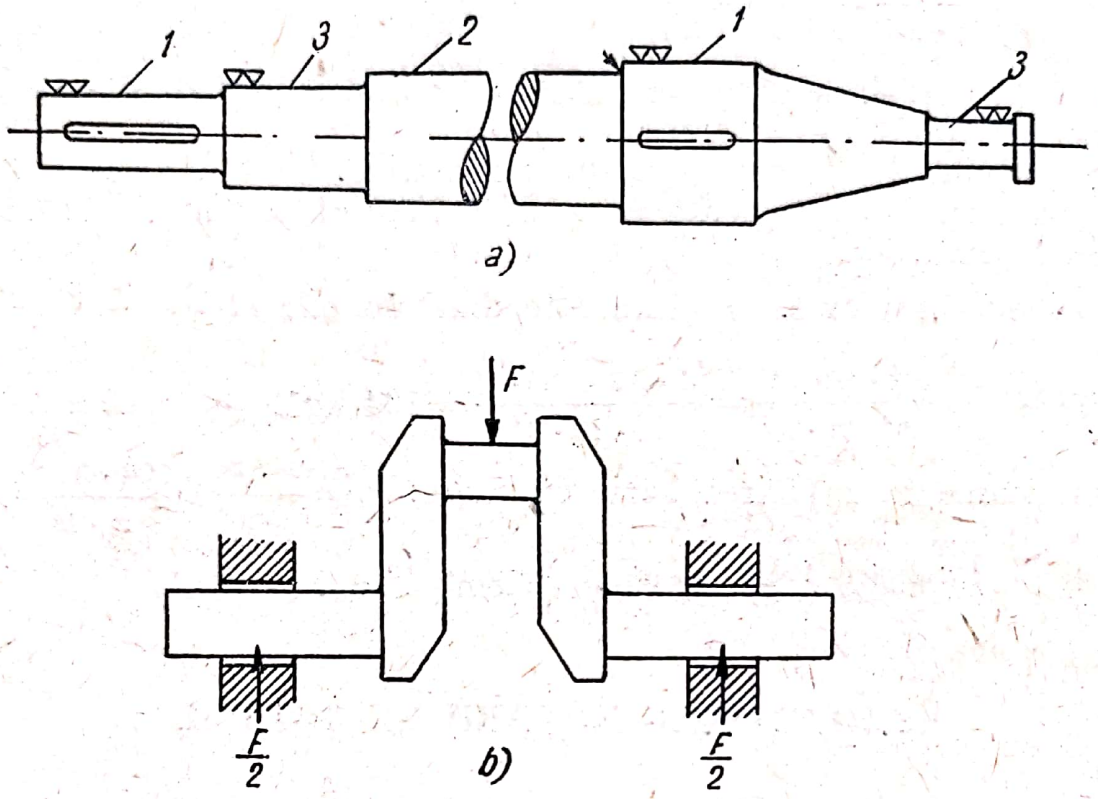


Fig. 179. Arbori:
a — drept; *1* — partea de calare; *2* — partea liberă a corpului arborelui; *3* — partea de sprijin (fusul); *b* — arbore cotit.

ardere internă şi maşinile cu abur. Arborii drepţi se folosesc la transmisiile mecanice prin curele, roţi dinţate, lanţuri. Arborii drepţi pot fi cu caneluri, în cazul transmisiilor cu roţi deplasabile (cutii de viteză, ambreiaje) pentru cuplări şi decuplări.

Din punct de vedere al poziţiei de aşezare se deosebesc: arbori cu poziţie orizontală, verticală sau înclinată.

Din punct de vedere al importanţei în funcţionarea maşinii, se deosebesc:

— arborele motor — de la o maşină de forţă;

— arborele primar — primeşte mişcarea de la arborele motor;

— arborele secundar — primeşte mişcarea de la cel primar;

— arborele intermediar se găseşte între doi arbori, pentru transmiterea mişcării între aceştia.

Scanned with OKEN Scanner

După modul de încărcare se deosebesc: arbori greu încărcați, ușor încărcați și speciali (arbori cu came).

b) Osiile sînt organe de mașini care susțin alte organe de rotație fără să transmită momente de răsucire (fig. 180).

După poziția de așezare se deosebesc: osii orizontale, verticale și înclinate.

Din punct de vedere al formei constructive se deosebesc osii drepte și osii cu axa longitudinală curbată. Osiile curbe se folosesc la autovehicule. Secțiunea osiilor poate fi plină sau inelară.

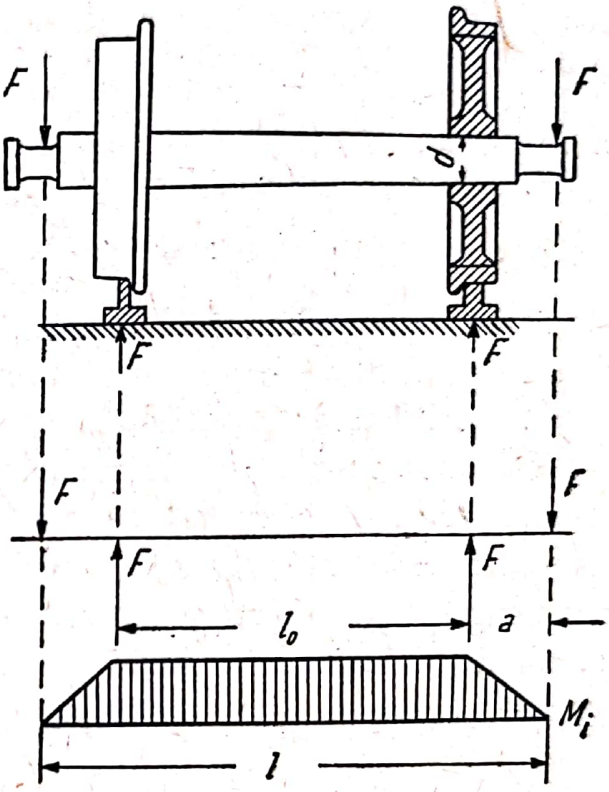


Fig. 180. Osia unui vagon.

Din punct de vedere funcțional sînt osii fixe și osii rotative. Osia fixă nu se rotește, ea susține alte elemente de mașini. Asemenea osii se întîlnesc la vagoane, la scripeți, la roabă, la cărucioare.

Osia rotativă se rotește o dată cu roțile fixate pe ea. Asemenea osii sînt folosite la vagoane, unde roțile antrenate în mișcare se rotesc o dată cu osia pe care sînt fixate.

Tehnologie. Arborii și osiile se execută din oțel prin forjare sau turnare, urmate apoi de prelucrări la mașini-unelte pînă la forma și dimensiunile necesare.

După prelucrare (strunjire, frezare) se face tratamentul termic, în special la fusuri (cianurare, nitrurare, carburare, urmate de rectificare), al acestor părți de susținere în lagăre.

Calitatea oțelului se alege după scopul și condițiile de rezistență; astfel se folosesc: oțeluri laminate OL42; OL50; OL60, STAS 500-49; oțel turnat OT40; OT50, STAS 600-49; oțel-carbon de calitate OLC25; OLC35; OLC45, STAS 880-49 și, în cazuri speciale de rezistență, oțeluri aliate cu crom-nichel.

În afară de oțel se mai folosește fontă specială cu calitate de înaltă rezistență. Pentru creșterea rezistenței la oboseală se prevăd racorduri mari la diferențe de diametre, precum și

Scanned with OKEN Scanner

o prelucrare îngrijită la fusuri. În unele lucrări şi prin ateliere, osiile se mai numesc şi axe (axe de transmisie).

Elemente de calcul. a) Arborii sînt solicitaţi la răsucire şi încovoiere. Pentru dimensionarea arborilor se are în vedere solicitarea la răsucire, adoptîndu-se un efort unitar admisibil de forfecare la torsiune redus, avînd în vedere că arborele mai este solicitat şi la încovoiere. Pentru siguranţă se face o verificare la solicitări compuse (răsucire şi încovoiere), precum şi calculul coeficientului de siguranţă global, avînd în vedere rezistenţa la oboseală a materialului pentru solicitări variabile. Se mai fac calcule de verificare pentru deformaţii flexionale şi torsionale şi la turaţii critice, dacă sînt în limitele admisibile.

1. Dimensionarea la răsucire, în care se cunoaşte M_t în kgf·cm şi materialul: $W_p = \frac{M_t}{\tau_{at}} = \frac{\pi d^3}{16}$, de unde $d = \sqrt[3]{\frac{16\,M_t}{\pi \tau_{at}}}$ cm;

se alege $\tau_{at} = 200 - 300$ kgf/cm²,

pentru oţel cu rezistenţa de rupere 40 kgf/mm².

2. Verificarea la solicitări compuse.

Este dat momentul de răsucire M_t şi momentul încovoietor maxim M_{imax} (eventual se calculează cunoscîndu-se forţele şi celelalte elemente pentru determinarea momentelor). Deoarece momentele dau eforturi unitare în direcţii perpendiculare, în secţiunea considerată defavorabilă solicitării, momentul redus se calculează cu relaţia $M_{red} = \sqrt{M_i^2 + (\alpha M_t)^2}$, în care $\alpha = \frac{\sigma_{aiIII}}{\sigma_{aiII}} = \frac{450}{750} = 0{,}6$.

În cazul variaţiei solicitărilor la încovoiere după un ciclu alternant simetric şi cele de răsucire după un ciclu pulsator, pentru oţel cu rezistenţa de rupere 40—50 kgf/mm².

Efortul unitar rezultat este $\sigma_{red} = \frac{M_{red}}{W} < \sigma_{aiIII}$, în care σ_{aiIII} este efortul unitar admisibil pentru solicitări alternante. Calculul se mai poate face şi în modul următor: se determină eforturile unitare maxime pentru solicitările de încovoiere $\sigma_{aimax} = \frac{M_{i\,max}}{W}$ şi pentru cele de răsucire $\tau_{t\,max} = \frac{M_t}{W_p}$ şi cu acestea se calculează efortul unitar rezultant $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_t^2} < \sigma_{ai}$ (avînd în vedere eforturile tangenţiale maxime).

Scanned with OKEN Scanner

3. Calculul coeficientului de siguranţă. Se calculează coeficientul de siguranţă pentru solicitările la încovoiere

$$C_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}}}$$ şi la răsucire $$C_\tau = \frac{1}{\frac{\beta k\tau}{\varepsilon_\tau \gamma_\sigma} \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}}$$

în care:

βk_σ este factorul de concentrări de tensiuni la diferite dimensiuni (racorduri) pentru solicitări de încovoiere, respectiv $\beta k\tau$ de torsiune;

ε_σ, ε_τ — factorii dimensionali şi γ_σ, γ_τ factorii de calitate;

σ_v, τ_v — amplitudinile eforturilor variabile;

σ_{-1}, τ_{-1} — eforturile unitare la solicitări alternant simetrice de încovoiere şi torsiune;

τ_m — efortul unitar mediu de torsiune. În cazul încovoierii după un ciclu alternant simetric $\sigma_m = 0$.

Coeficientul de siguranţă global este:

$$C = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{c_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{c_\tau}\right)^2}} = 2\text{–}4 \text{ (admisibil)}.$$

4. Deformaţiile flexionale (de încovoiere) se calculează cu relaţia săgeţii $f = \frac{F \cdot l^3}{48\, E \cdot I}$, în cazul încărcării arborilor cu forţa F situată la distanţa de $\frac{l}{2}$ faţă de reazeme (lagăre). Pentru alte poziţii ale sarcinii, relaţia de calcul se ia din manuale speciale, tehnice, introducîndu-se datele caracteristice încărcării arborilor respectivi. În raport cu locul şi condiţiile de funcţionare se admite $f \leqslant 0{,}00031$. Datorită încovoierii în reazeme, arborele face un unghi α faţă de axa lagărelor.

Se admite ca $\alpha_{max} \leqslant 0{,}001$ radiani (fig. 181).

5. Deformaţiile torsionale.

Prin răsucirea arborilor se deplasează tangenţial secţiunile arborilor cu un unghi $\theta = \frac{Mt \cdot l}{G \cdot I_p}$, radiani; se admite pentru 1 m lungime o rotire a secţiunilor arborelui cu un unghi $\theta = 1 \div 2°$.

6. Calculul turaţiilor critice (fig. 182).

Suprapunerea frecvenţei oscilaţiilor proprii datorită forţelor sau momentelor variabile cu cele date de alţi factori per-

turbatori duce la rezonanţă, adică amplitudinea vibraţiilor creşte continuu; astfel, arborele ajunge să se rupă.

Se au în vedere vibraţiile de încovoiere, considerînd arborele cu masa neglijabilă pe care este montat un disc cu masa m la $\frac{l}{2}$ (mijlocul dintre reazeme).

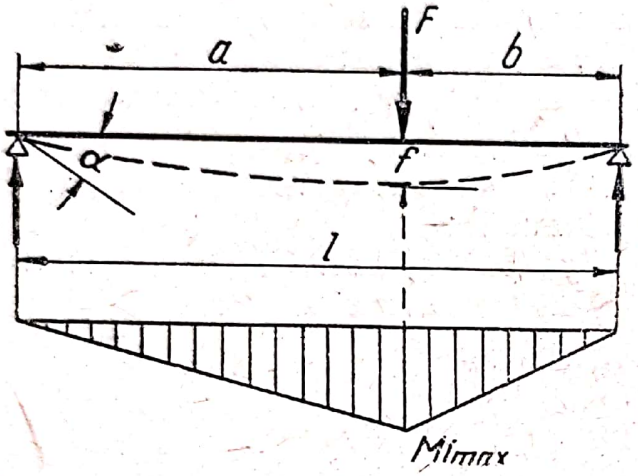


Fig. 181. Deformaţii flexionale la arbori.

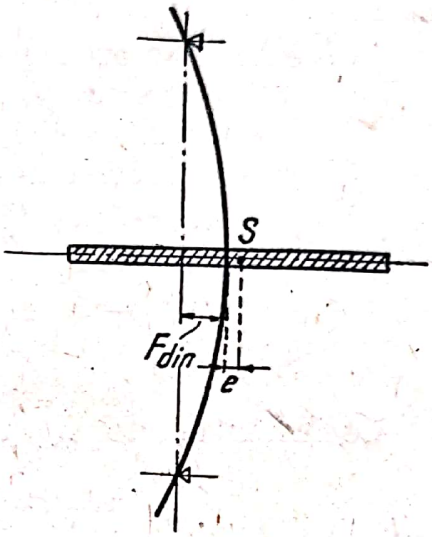


Fig. 182. Elemente pentru calculul turaţiei critice la arbori.

Viteza unghiulară a arborelui este ω; din cauza neomogenităţii materialului şi a montării discului se consideră centrul de greutate al lui la distanţa e faţă de axa arborelui. Arborele în rotire fiind solicitat la încovoiere de forţa centrifugă capătă o săgeată f_{din}.

Mărimea forţei centrifuge este $F_c = m\ (f_{din} + e)\,\omega^2$ (folosind relaţiile din mecanică: forţa este produsul dintre masă şi acceleraţie: $F_c = m \cdot r \cdot \omega^2$, unde $r = f_{din} + e$ pentru mişcarea de rotaţie). Forţele elastice $F = cf_{din}$ caută să stabilească echilibrul, de unde $c \cdot f_{din} = M(f_{din} + e)\,\omega^2$; săgeata este: $f_{din} = \frac{m \cdot e\omega^2}{c - m\omega^2}$. Se constată că dacă numitorul este nul săgeata este infinit de mare, deci arborele se rupe pentru $c - m\omega^2 = 0$, deci $\omega_{cr} = \sqrt{\frac{c}{m}}$, în care ω_{cr} este viteza unghiulară critică pentru care arborele are o săgeată mare de rupere; c este rigiditatea, adică forţa corespunzătoare pentru unitatea de deformaţie flexională:

$c = \frac{E}{f} = \frac{48\,E\,I.}{l^3}$, în cazul unei forţe situate la mijlocul arborelui, m este masa discului în rotaţie cu arborele, $m = \frac{G}{g}$.

Cunoscîndu-se viteza unghiulară ω_{cr} se poate deduce turaţia critică ştiind relaţia între acestea: viteza periferică la mişcarea de rotaţie este $v = \frac{2\pi nR}{60} = \omega R$; viteza v este dată în m/sec, iar turaţia n fiind în rot/min s-a divizat la 60 pentru a da turaţii pe secundă, deci $n_{cr} = \frac{30\,\omega_{cr}}{\pi} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{c}{m}}$.

Pentru a evita această turaţie critică n_{cr}, se practică trecerea rapidă peste ea sau folosirea unor dispozitive care limitează amplitudinea oscilaţiilor în momentul trecerii prin turaţia critică.

b) Osiile sînt solicitate la încovoiere (nu transmit momente de răsucire).

Calculul se face pentru momentul maxim de încovoiere $M_{i\,max} = W \cdot \sigma_a$. Cu această relaţie se poate face o dimensionare:

$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{M_{i\,max}}{\sigma_{ai}}$; de unde $d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{i\,max}}{\pi \cdot \sigma_{ai}}}$. sau o verificare:

$\sigma_i = \frac{M_{i\,max}}{W} < \sigma_{ai}$.

Efortul unitar admisibil este $\sigma_{ai} = 800 \div 900$ kgf/cm² pentru oţel cu rezistenţa de rupere $\sigma_r = 40 \div 50$ kgf/mm².

În cazul osiilor găurite, secţiunea fiind inelară $W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 - d_0^4}{d}$. Pentru osiile rotative, solicitarea la încovoiere este după un ciclu alternant simetric. În acest caz se face şi verificarea coeficientului de siguranţă:

$$C_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_\gamma}{\sigma_{-1}}} = 2 \div 3 \text{ (admisibil)}.$$

Exemple de calcul.

Exemplul 1. Să se verifice osia rotitoare din OL50 — STAS 500-49 de la un vagon, care este solicitată la un moment încovoietor $M_{i\,max} = 50\,000$ kgfcm şi are diametrul $d = 10$ cm. Pentru dimensiunile şi calitatea de prelucrare a osiei se deter-

mină din diagrame (tabele) factorii: $\beta_{k\sigma} = 1{,}4$; $\varepsilon_\sigma = 0{,}8$ și $\gamma_\sigma = 0{,}9$.

R e z o l v a r e. *a)* Osia este solicitată la încovoiere și verificarea se face cu relația

$$\sigma_{i\,max} = \pm \frac{M_{i\,max}}{W} = \frac{50\,000}{\frac{\pi \cdot 10^3}{32}} = \pm\ 510 \text{ kgf/cm}^2.$$

b) Calculul coeficientului de siguranță având în vedere rezistența la oboseală:

$$C\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{K\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\frac{1{,}4}{0{,}8 \cdot 0{,}9} \cdot \frac{510}{2\,400}} = 2{,}5 \text{ (admisibil)}.$$

Amplitudinea efortului unitar $\sigma_v = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \sigma_{max} =$

$= 510$ kgf/cm².

Din tabele se ia $\sigma_{-1} = 2\,400$ kgf/cm² pentru OL50.

Exemplul 2. Să se verifice arborele intermediar de la un reductor de turații care este solicitat pe plan vertical la un moment încovoietor maxim $M_{i\,max} = 3\,140$ kgfcm, pe planul orizontal la un moment încovoietor $M_{io\,max} = 910$ kgfcm și la un moment de răsucire de $M_t = 3\,250$ kgf cm după un ciclu pulsator. Arborele este din OL50 și în dreptul solicitării maxime are diametrul $d = 45$ mm. Prin forma și calitatea prelucrării, având în vedere și locașul de pană, se dă: $\beta_{k\sigma} = 2{,}4$; $\beta_{k\tau} = 1{,}5$; $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0{,}8$ și $\gamma_\sigma = \gamma_\tau = 0{,}9$.

R e z o l v a r e. Se ia din tabele pentru OL50; $\sigma_{-1} = 24$ kgf/mm²; $\tau_{-1} = 14$ kgf/mm²; $\tau_c = 17$ kgf/mm².

a) Calculul momentului încovoietor rezultant:

$$M_{i\,max} = \sqrt{M_{iv}^2 + M_{io}^2} = \sqrt{3\,140^2 + 910^2} = 3\,290 \text{ kgf cm}.$$

b) Calculul efortului maxim la încovoiere:

$$\sigma_{i\,max} = \frac{M_{i\,max}}{W} = \frac{3\,290}{\frac{\pi \cdot 4{,}5^3}{32}} = 365 \text{ kgf cm}^2.$$

c) Calculul efortului unitar la răsucire:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{3\,250}{\frac{\pi \cdot 4{,}5^3}{16}} = 180 \text{ kgf cm}^2.$$

Scanned with OKEN Scanner

d) Calculul coeficientului de siguranţă la încovoiere, avînd în vedere că este solicitat după un ciclu alternant simetric:

$$C_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\frac{2{,}4}{0{,}8 \cdot 0{,}9} \cdot \frac{3{,}65}{24}} = 2.$$

e) Calculul coeficientului de siguranţă la răsucire:

$$C_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma_-} \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}} = \frac{1}{\frac{1{,}5}{0{,}8 \cdot 0{,}9} \cdot \frac{0{,}9}{14} + \frac{0{,}9}{17}} = 5.$$

f) Calculul coeficientului global de siguranţă:

$$C = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{c_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{c_\tau}\right)^2}} = \frac{C_\sigma \cdot C_\tau}{\sqrt{C_\sigma^2 + C_\tau^2}} = \frac{2 \cdot 5}{\sqrt{2^2 + 5^2}} = 1{,}86$$

(admisibil).

Exemplul 3. Să se dimensioneze un arbore de transmisie pentru un moment de răsucire $M_t = 60\,000$ kgf cm. Arborele se execută din OL 42 STAS 500-49.

Rezolvare. Se consideră numai solicitarea de răsucire, pentru care se alege $\tau_{at} = 300$ kgf cm^2, avînd în vedere că arborele mai are şi alte solicitări (încovoiere, efectul crestăturilor în locaşul penelor, la diferenţe de secţiuni etc.).

Relaţia de dimensionare este:

$$W_p = \frac{M_t}{\tau_{at}} = \frac{\pi d^3}{16}, \text{ de unde:}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 60\,000}{3{,}14 \cdot 300}} = 10 \text{ cm.}$$

Exemplul 4. Să se calculeze turaţia critică a unui arbore care este încărcat în mijloc cu un disc din oţel cu diametrul $D = 30$ cm şi grosimea $h = 60$ cm. Arborele cu diametrul $d = 4$ cm şi lungimea $l = 200$ cm avînd o greutate neglijabilă faţă de a discului, masa lui nu se ia în considerare în calcul (v. fig. 182).

Rezolvare. Relaţia de calcul este $n_{cr} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{c}{m}}$.

a) Rigiditatea: $c = \frac{48 \cdot E \cdot I}{l^3} = \frac{48 \cdot \frac{\pi \cdot 4^4}{64} \cdot 2 \cdot 10^6}{200^3} = 150 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}}$.

b) Calculul masei discului:

$$m = \frac{G}{g} = \frac{\frac{\pi \cdot 30^2}{4} \cdot 6 \cdot 7{,}85 \cdot \frac{1}{1\,000}}{981} = 0{,}033 \frac{\text{kgf} \cdot \text{s}^2}{\text{cm}}.$$

c) Calculul turației critice:

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{150}{0{,}033}} = 680 \text{ rot/min.}$$

12.2. Fusuri și pivoți

Caracterizare. Clasificare

Fusul este partea din arbore sau osie care vine în contact cu lagărele. Arborii și osiile se sprijină în lagăre prin fusuri.

Suprafețele fusurilor sînt bine prelucrate, tratate termic și rectificate. Trecerile de la fusuri la corpul arborelui se fac cu racorduri, avînd raze corespunzătoare de racordare pentru a evita concentrări mari de tensiuni.

După direcția solicitării pe fusuri, se deosebesc:

a) fusuri radiale (fig. 183);

b) fusuri axiale (fig. 184);

c) fusuri axial-radiale (combinate).

Fusurile radiale se caracterizează prin aceea că forța de sprijin din reazeme este perpendiculară pe axa arborelui.

Fusurile axiale se caracterizează prin faptul că forța de susținere este în direcția axei arborelui și preluată de lagăre axiale (crapodine pentru pivoți). Fusurile radiale de la capetele arborilor se numesc fusuri frontale, iar cele din interior se numesc fusuri intermediare.

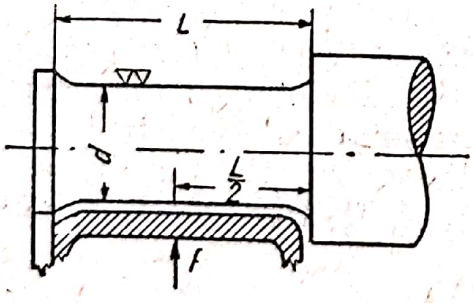


Fig. 183. Fus radial.

După poziția lor pe arbore, fusurile axiale pot fi în partea superioară, mijlocie sau inferioară a arborilor. După poziția fusurilor, deci a lagărelor de susținere, arborii au și solicitări de întindere pentru fusuri în partea superioară și solicitări de compresiune pentru fusuri în partea inferioară și solicitări combinate (întindere-compresiune) pentru fusuri intermediare.

Scanned with OKEN Scanner

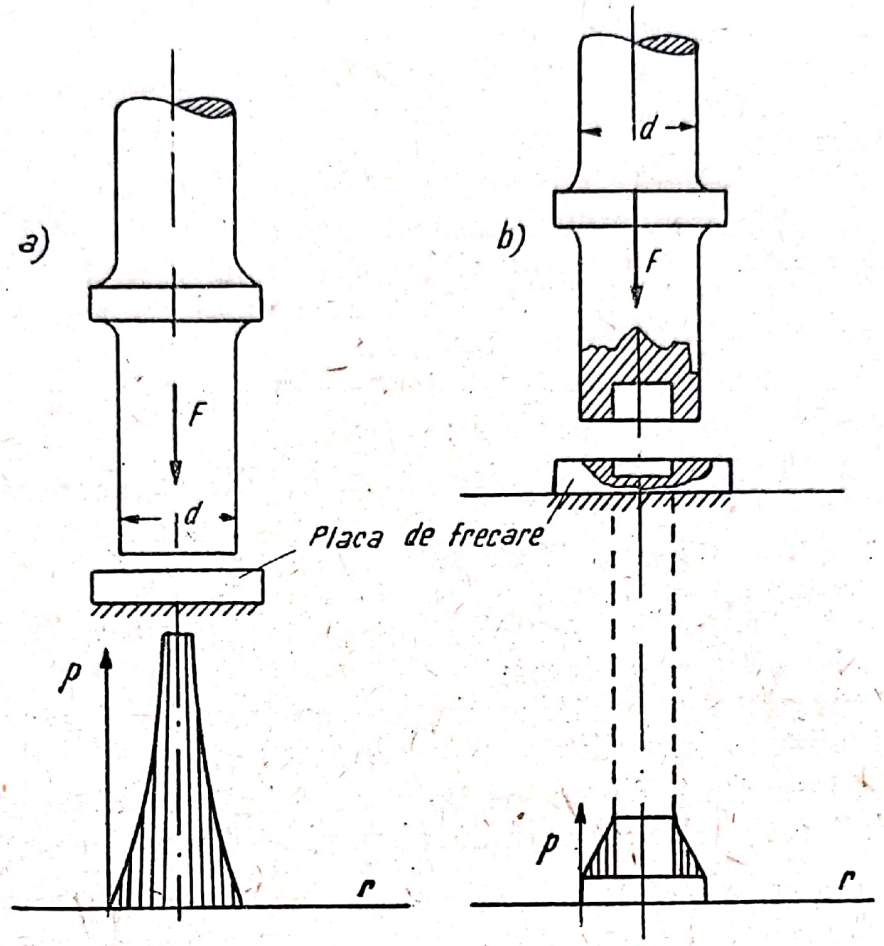


Fig. 184. Fus axial.

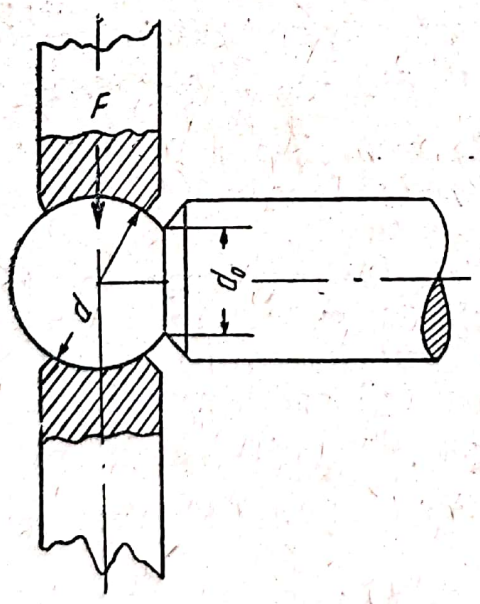


Fig. 185. Fus cu cap sferic.

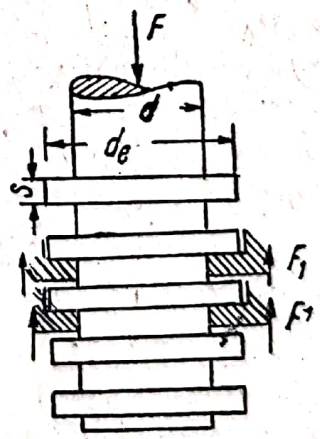


Fig. 186. Fus cu caneluri.

Fusurile au diferite forme constructive. După cerinţele construcţiei de maşini, fusurile au formă cilindrică, conică, sferică (fig. 185) cu caneluri (fig. 186). Fusurile axiale la capăt pot avea suprafaţa de sprijin circulară, plină (v. fig. 184, *a*) sau inelară (v. fig. 184, *b*).

Suprafaţa inelară la fusurile de capăt (pivoţi) prezintă avantajul că presiunea de contact este mai bine repartizată, se poate asigura o ungere mai bună (factori care influenţează asupra durabilităţii piesei), avînd uzuri mai reduse faţă de pivoţii cu suprafaţă circulară plină.

Elemente de calcul. La calculul fusurilor trebuie să se ţină seama de următoarele condiţii:

— fusurile trebuie să reziste la eforturile la care sînt solicitate;

— presiunea de contact să nu depăşească anumite limite, corespunzătoare menţinerii peliculei de ulei;

— să nu se încălzească peste limitele admisibile condiţionate de viscozitatea uleiului;

— să prezinte o bună funcţionare, cu frecări reduse;

— să aibă o durabilitate mare în exploatare.

1. Calculul fusurilor radiale. *a)* Fusul frontal (radial) este solicitat la încovoiere şi se dimensionează după relaţia $M_i = F \cdot \frac{l}{2} = W \cdot \sigma_{ai}$, de unde $\frac{\pi d^3}{32} = \frac{M_i}{\sigma_{ai}}$ şi $d = \sqrt[3]{\frac{32F\frac{l}{2}}{\pi \cdot \sigma_{ai}}}$ cm, în care F este forţa ce acţionează asupra fusului, considerată concentrată la mijloc şi deci la distanţa $\frac{l}{2}$ faţă de secţiunea unde este maxim momentul de încovoiere a fusului frontal. Pentru oţel cu $\sigma_r = 40—50$ kgf/mm² se ia $\sigma_{ai} = 600 \div 800$ kgf/cm². Pentru alte materiale se alege din tabele.

b) Verificarea fusurilor radiale la presiunea de contact. Presiunea de contact se verifică cu relaţia $F = p \cdot d \cdot l$. Considerînd în calcul presiunea medie ce acţionează asupra suprafeţei cilindrice proiectată pe planul perpendicular direcţiei forţei F, rezultă $p = \frac{F}{d \cdot l} < p_a$. Valorile pentru presiunile admisibile sînt date în tabela 33 pentru materialele cu rezistenţă mai mică (a cuzineţilor).

Între lungime şi diametru, practic se iau rapoartele $\frac{l}{d} = 0{,}8 \div 2$.

Scanned with OKEN Scanner

Tabela 33

Valori pentru presiunile admisibile la calculul fusurilor

Materiale	p_a în kgf/cm²
Oţel călit pe oţel călit	150 — 200
Oţel-carbon — oţel-carbon	130 — 180
Oţel — bronz	80 — 150
Oţel — fontă	20 — 30
Fonta — bronz	20 — 30

c) Verificarea la încălzire. Datorită frecărilor dintre fus şi cuzinet se consumă un lucru mecanic de frecare care se pierde prin căldura ce se radiază prin arbore, lagăr şi lubrifiant. Pentru verificarea la încălzire sînt două relaţii: produsul $p \cdot v \left(\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$ să fie sub cel admisibil (tabela 34) şi $l \geqslant \frac{F \cdot n}{6\,000 L_s}$, în care l este lungimea fusului, F forţa de încărcare a fusului, în kgf, n turaţia în rot/min şi 6 000 $L_s = W$ se ia din tabele, în care L_s este puterea specifică pe unitatea de suprafaţă, pierdută prin frecare, în $\frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{s} \cdot \text{cm}^2}$.

Tabela 34

Valori pentru W şi $P_m'v$ la calculul de încălzire a fusurilor

Condiţii de funcţionare a fusurilor	W, în kgf s'cm²	$P_m'v$, în $\frac{\text{kgf m}}{\text{cm}^2\text{s}}$
Maşini de abur	35 000 — 40 000	20 — 30
Osii la vagoane	150 000	50
Arbori cotiţi-fusuri în lagăre	90 000	30 — 50
Fusuri în lagăre pentru susţinerea volanţilor	15 000	15 — 25

2. Fusul sferic solicitat la forţe radiale se dimensionează şi se verifică în mod similar la încovoiere, la presiunea de contact şi la încălzire, folosindu-se aceleaşi relaţii.

Se ia în considerare un diametru mediu $d_m = 0{,}9\ d$, în cm. Presiunea $p_m = \frac{F}{l \cdot d_m} < p_a$, iar raportul dintre lungime şi diametru este $\frac{l}{d} = 0{,}7$. Pentru încovoiere, relaţia devine $M_i = F\frac{l}{2} = W\sigma_{ai}$, în care $W = \frac{\pi}{32} d_0^3$; d_0 fiind diametrul în secţiunea mai mică de trecere de la capul sferic la corpul arborelui.

3. F u s u l a x i a l (pivotul). Calculul la presiunea de contact în lagăre (crapodine).

a) Pentru pivotul cu secțiunea circulară plină:

$$p_m = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} < p_a .$$

b) Pentru pivotul inelar:

$$p_m = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_i^2)} \quad \text{sau} \quad p_m = \frac{F}{2\pi r_m \cdot b},$$

în care $r_m = \frac{r_e + r_i}{2}$ și $b = r_e - r_i$.

Ținînd seama de curba repartiției presiunii de contact în raport cu raza, sînt două presiuni limită, p_{max} și p_{min} :

$$p_{max} = \frac{F}{2\pi \cdot r_i \cdot b} \quad \text{și} \quad p_{min} = \frac{F}{2\pi \cdot r_e \cdot b} .$$

c) Verificarea la încălzire a fusurilor axiale

$d \geqslant \frac{F \cdot n}{W_f}$, în care W_f este un coeficient de încălzire, se ia din tabele în funcție de condițiile de exploatare a mașinii la care se folosește organul de mașină; F exprimîndu-se în kgf și n în rot/min, d rezultă în cm.

4. F u s u l a x i a l c a n e l a t. *a)* Suprafața de sprijin este inelară. Se face o dimensionare sau verificare la presiunea de contact

$$p = \frac{F}{z \cdot \frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_i^2)} < p_a ,$$

în care:

$p_a = 15 - 25$ kgf/cm², pentru turație mică;
$p_a = 5 - 15$ kgf/cm², pentru turație mare;
z este numărul de caneluri.

Celelalte elemente sînt luate: pentru forță în kgf, iar pentru dimensiuni în cm.

b) Verificarea la încălzire:

$$b = r_e - r_i \geqslant \frac{F \cdot n}{z \cdot W_f}, \text{ în care } W = 10\,000 \div 20\,000 \ \frac{\text{kgf}}{\text{s} \cdot \text{cm}^2} .$$

Exemple de calcul.

Exemplul 1. Asupra fusului radial de capăt (fus frontal) al unui arbore executat din OL 60 acţionează sarcina $F = 3\,000$ kgf, concentrată în mijlocul lui. Fusul este polizat, aşezat în cuzinet cu metal alb şi se roteşte cu $n = 350$ rot/min. Se cere să se dimensioneze fusul şi să se calculeze coeficientul de siguranţă.

Rezolvare.

a) Dimensionare. Fusul este solicitat la încovoiere, deci $M_i = \frac{F \cdot l}{2} = W\sigma_{ai}$. Presiunea de contact dintre fus şi cuzinet se determină cu relaţia $F = p_a \cdot l \cdot d$.

Din cele două relaţii, eliminînd pe F, rezultă:

$$F = \frac{2 \cdot W \cdot \sigma_{ai}}{l} = p_a \cdot l \cdot d \text{ sau } 2 \cdot \frac{\pi d^3}{32} \cdot \frac{\sigma_{ai}}{l} = p_a \cdot l \cdot d.$$

Considerînd $\frac{\pi}{32} = 0{,}1$ şi efectuînd simplificările corespunzătoare, se ajunge la relaţia: $\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{ai}}{5p_a}} = \sqrt{\frac{600}{5 \cdot 50}} = 1{,}55$

S-a luat pentru $\sigma_{ai} = 600$ kgf/cm², avînd în vedere că este o solicitare după un ciclu alternant simetric (fusul se roteşte în timp ce este solicitat la încovoiere, deci avem efortul $\pm \sigma_i$).

S-a considerat presiunea $p_a = 50$ kgf/cm² pentru cuzinetul cu metal alb (fiind un material mai puţin rezistent). Avînd în vedere $\frac{l}{d} = 1{,}55$, deci $l = 1{,}55\ d$, se înlocuieşte în relaţia $F = p_a \cdot l \cdot d = 1{,}55\ p_a \cdot d^2$, de unde:

$$d = \sqrt{\frac{F}{1.55 \cdot p}} = \sqrt{\frac{3\,000}{1{,}55 \cdot 50}} = 6{,}25 \text{ cm}.$$

$$l = 1{,}55\ d = 1{,}55 \cdot 6{,}25 = 9{,}7 \text{ cm}.$$

Constructiv se ia: $d = 70$ mm, $l = 100$ mm.

b) Determinarea coeficientului de siguranţă. Fusul este solicitat la încovoiere după un ciclu alternant simetric, deci $\sigma_m = 0$, iar coeficientul de siguranţă se calculează cu relaţia:

$$C_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\frac{1{,}5}{0{,}6 \cdot 0{,}9} \cdot \frac{4{,}45}{28}} = 2{,}25 \text{ (admisibil)}.$$

Din tabele se determină $\beta_{k\sigma} = 1{,}5$; $\varepsilon_\sigma = 0{,}6$; $\gamma_\sigma = 0{,}9$.

Scanned with OKEN Scanner

Efortul unitar maxim la încovoiere este $\sigma_{i\,max} = \frac{F \cdot \frac{l}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{3\,000 \cdot 5}{\frac{\pi \cdot 7^3}{32}} =$

$= 445$ kgf/cm². Amplitudinea efortului unitar încovoietor pentru un ciclu alternant simetric este $\sigma_v = \sigma_{max}$.

Exemplul 2. Să se dimensioneze un pivot canelat intermediar, cu profil dreptunghiular, aparţinînd unui arbore vertical care transmite $N = 130$ CP cu o rotaţie de $n = 250$ rot/min.

Pivotul este solicitat axial de o forţă $F = 800$ kgf. Se execută diametrul interior al pivotului egal cu cel al arborelui.

R e z o l v a r e.

a) Calculul momentului de torsiune al arborelui:

$$M_t = 71\,620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{130}{250} = 37\,000 \text{ kgf cm.}$$

b) Dimensionarea arborelui la torsiune luînd $\tau_{at} = 200$ kgf/cm²,

$$W_p = \frac{M_t}{\tau_{at}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}; \quad d = \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \cdot \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 37\,000}{3{,}14 \cdot 200}} = 10 \text{ cm.}$$

c) Determinarea dimensiunilor fusului canelat:

$D_i = d = 10$ cm,

$b = R_e - R_i = 0{,}2\ D_i = 2$ cm,

$R_e = R_i + 2$ cm $= 5 + 2 = 7$ cm,

$D_e = 2R_e = 14$ cm.

d) Determinarea numărului de caneluri. Luînd în considerare încălzirea fusului şi presiunea de contact, se alege $W_f = 20\,000$ kgfm/s.cm²; ţinînd cont de condiţiile de funcţionare rezultă:

$$Z = \frac{F \cdot n}{b \cdot W_f} = \frac{800 \cdot 250}{2 \cdot 20\,000} = 5 \text{ caneluri.}$$

e) Verificarea la presiunea de contact:

$$p = \frac{F}{Z \cdot \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2)} = \frac{4\,800}{5 \cdot \pi \cdot (14^2 - 10^2)} = 2{,}15 \text{ kgf/cm}^2,$$

$$p < p_a.$$

Scanned with OKEN Scanner

12.3. Lagăre

Lagărele sînt organe de susţinere ale arborilor şi osiilor, prin fusurile acestora.

După natura frecărilor se deosebesc două categorii de lagăre:

a. Lagăre de alunecare;

b. Lagăre de rostogolire.

Una din problemele importante ce se pune la lagăre este micşorarea frecărilor şi ungerea acestor organe de maşini.

Consideraţii asupra ungerii. Mişcarea de rotaţie a fusului în lagăr, sub acţiunea sarcinilor, implică un consum de lucru mecanic de frecare, care se transformă în căldură. Căldura este degajată prin lubrifiant, prin corpul lagărului şi prin arbore. Lubrifiantul are un rol important în buna funcţionare a lagărului, asigurînd ungerea suprafeţei de contact supusă la frecare şi răcirea corpurilor încălzite datorită frecărilor.

Încălzirea peste 70 °C duce la o funcţionare necorespunzătoare; prin scăderea viscozităţii lubrifiantului se ajunge la o uzură mai mare a cuzinetului şi fusului (cazul lagărului de alunecare). Prezenţa lubrifiantului la suprafaţa de contact micşorează frecările şi deci uzura pieselor (cuzinet-fus).

Se deosebesc trei feluri de frecări, după prezenţa lubrifiantului:

— frecarea uscată (fără lubrifiant);

— frecarea semifluidă (cu o peliculă de lubrifiant);

— frecarea fluidă (cu lubrifiant în abundenţă).

Pelicula (filmul) de ulei trebuie să preia presiunile pieselor de sprijin, fără a fi expulzat dintre suprafeţe, realizîndu-se astfel o ungere eficace. În cazul ungerii lichide, prin rotirea fusului în lagăr, fluidul (uleiul) este pus în mişcare şi se creează o presiune care trebuie să suporte forţele care acţionează asupra lui. Presiunea creată în fluid (p) prin mişcarea lui în spaţiul dintre fus (*2*) şi cuzinet (*1*) — jocul dintre fus-cuzinet (*3*) — depinde de viteza de mişcare şi de viscozitatea lubrifiantului (fig. 187).

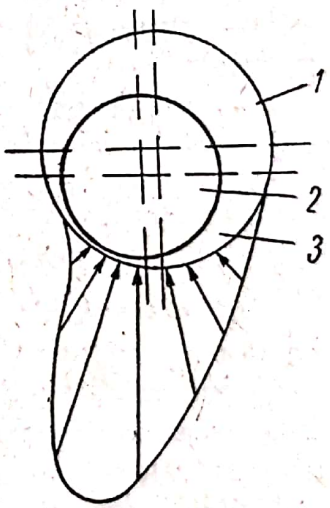


Fig. 187. Presiunea în stratul de ulei dintre fus-cuzinet.

Scanned with OKEN Scanner

Viscozitatea unui lubrifiant scade cu creşterea temperaturii. La ungerea lagărelor se recomandă uleiuri cu viscozitatea ce variază puţin cu temperatura; pentru ungere se folosesc uleiuri minerale şi unsori consistente (ulei mineral amestecat cu săpunuri de calciu sau de sodiu).

Ungerea cu ulei prezintă avantajul că uleiul poate fi înlocuit uşor la demontarea şi montarea lagărelor şi prezintă frecări interioare reduse; se cere o bună etanşare a lagărelor, pentru a evita pierderile de ulei.

Ungerea cu unsori consistente prezintă avantajul că înlocuirea se face la intervale mari (3—6 luni); construcţia este simplă, uşor de realizat. Ca dezavantaj este faptul că unsorile nu pot fi folosite la mecanisme de precizie, datorită frecărilor interioare mai ridicate decît la uleiuri; la demontarea pieselor, organele trebuie curăţite, pentru schimbarea unsorii.

Caracteristicile uleiurilor şi unsorilor sînt date în standarde de stat.

Lubrifianţii se caracterizează prin:

— greutatea specifică $\gamma = 0{,}8 \div 1{,}1$ kgf/dm³;

— punctul de inflamabilitate (de aprindere) cuprins între 150—200 °C;

— punctul de congelare (temperatura la care numai curg);

— viscozitatea (în grade Engler);

— punctul de picurare (temperatură la care începe să picure);

— consistenţa (la unsori consistente), determinat prin efortul necesar ca într-un anumit interval de timp un plonjor standard să pătrundă pe o anumită distanţă în interiorul lubrifiantului;

— punctul de înmuiere (la unsori consistente).

Interesează de asemenea stabilitatea chimică, conţinutul în apă, conţinutul în cenuşă, conţinutul în acizi şi alte caracteristici, ce sînt date prin standardele de stat. În principal interesează viscozitatea, aderenţa, comportarea în exploatare sub acţiunea aerului şi variaţiei temperaturii, precum şi alte calităţi fizice şi chimice.

12.3.1. **Lagărele de alunecare.** *Caracterizare. Clasificare. Elemente constructive.* Lagărele de alunecare se caracterizează prin frecarea între fus şi cuzinet în timpul funcţionării.

Fusurile, porţiuni ale arborilor şi osiilor, sînt sprijinite pe lagărele care preiau eforturile.

După direcţia forţei care acţionează asupra arborilor şi osiilor, se deosebesc două categorii de lagăre de alunecare:

Scanned with OKEN Scanner

— lagăre radiale, cu direcţia forţei perpendiculară, la poziţia orizontală a arborilor (fig. 188);

— lagăre axiale, cu direcţia forţei axiale, la poziţia verticală a arborelui (fig. 189).

Lagărele radiale au următoarele părţi constructive:

— cuzineţii, executaţi din fontă, bronz, care se căptuşesc cu materiale de antifricţiune (aliaje pe bază de staniu şi plumb)

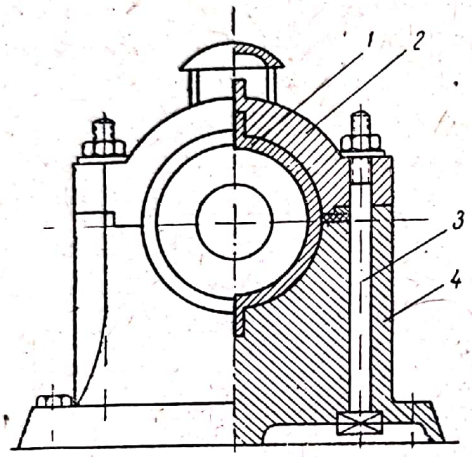


Fig. 188. Lagăr de alunecare radial:
1 — cuzinet; *2* — capac; *3* — şurub; *4* — corp.

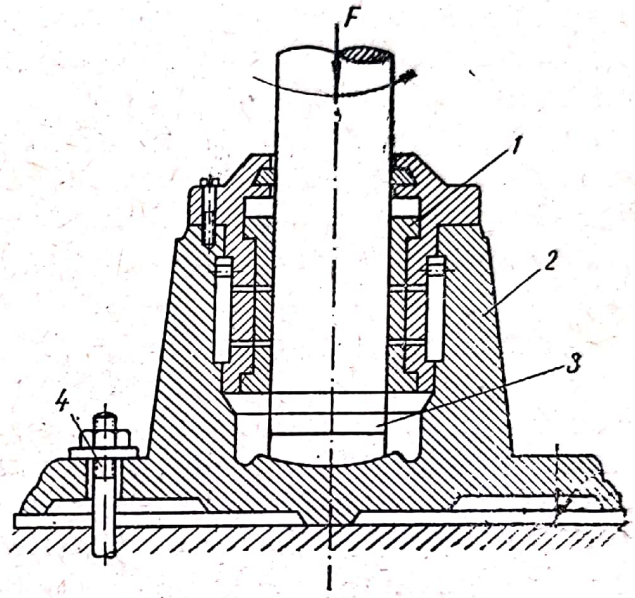


Fig. 189. Lagăr de alunecare axial (crapodină):
1 — capac; *2* — corp; *3* — placă de alunecare; *4* — şurub de fixare.

sau din materiale plastice presate în cuzinet; fusurile se sprijină pe cuzineţi; la solicitări mari, cuzinetul se face şi din oţel turnat;

— corpul lagărului, care se execută din fontă, iar pentru sarcini deosebit de mari, din oţel turnat. Corpul este prevăzut cu o talpă, cu care se fixează de fundaţie prin şuruburi;

— capacul lagărului, care este executat din acelaşi material din care s-a executat corpul lagărului; acesta este prevăzut cu un sistem de ungere.

Fixarea capacului de corp, precum şi reglarea jocului dintre fus şi cuzinet se fac cu ajutorul şuruburilor.

Jocul dintre fus şi cuzinet este necesar pentru asigurarea spaţiului de pătrundere a lubrifiantului, pentru ungerea suprafeţelor de frecare; jocul se realizează prin prelucrările dimensiunilor cu toleranţele prescrise pentru fus şi cuzinet.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru asigurarea ungerii în permanenţă, cuzineţii sînt prevăzuţi cu canale — buzunare de ungere — care se execută în partea nesolicitată la presiunea de contact şi în părţile laterale acestuia, pentru a evita astfel scăderea forţei portante şi scăpările de ulei.

Cuzinetul, supus frecărilor, se uzează relativ repede şi ia forma ovală, creindu-se un joc care poate să depăşească limitele admisibile. În acest caz, se reglează jocul dintre fus şi cuzinet fie cu dispozitive prin pană transversală, fie prin plăcuţe metalice de adaos, aşezate între partea superioară şi inferioară a lagărului; prin scoaterea sau adăugarea plăcuţelor se reglează jocul dintre fus şi cuzinet. Plăcuţele au o grosime de 0,2÷0,5 mm şi sînt din alamă sau oţel. Cuzineţii sînt din două jumătăţi, iar cel la care jocul este reglat prin pană transversală poate fi din 2—4 bucăţi. Lagărele axiale sprijină arborii axiali şi mai poartă denumirea de crapodine.

Partea inferioară a lagărului este construită în formă de talpă sau placă şi este fixată prin şuruburi în fundaţie sau pe batiul maşinii. Pivotul se sprijină pe o placă de alunecare, fixată în corpul lagărului. În partea de sprijin, placa are forma sferică, pentru a lua poziţia impusă de arborele axial supus la mici oscilaţii; în părţile laterale ale pivotului sînt montaţi cuzineţii.

Materialele de antifricţiune folosite cel mai des la lagărele de alunecare sînt următoarele:

— fontă cu grafit nodular;

— fontă de antifricţiune cu următoarele elemente (în %) C=3,2÷3,4; Si=2÷2,4; Mn=0,6÷0,8; P = 0,15÷1,4; S<0,2 Cr = 0,2÷0,4; Ni = 0,3;

— bronz cu plumb cu Cu = 43—84%; Sn = 2—12%; Pb = = 5—35%;

— aliaj cu bază de Sn (metal alb de antifricţiune) cu Sn = = 83%; Sb = 11%; Cu = 6%.

Există şi alte aliaje pe bază de Pb şi Sn în diferite proporţii. Materialele de antifricţiune trebuie să se prelucreze cu uşurinţă, să aibă rezistenţă la presiuni şi şocuri, la uzură şi coroziune, la temperatură şi o bună conductibilitate termică.

12.3.2. **Lagărele de rostogolire (rulmenţii).** *Caracterizare. Clasificare. Elemente constructive.* Lagărele de rostogolire se caracterizează prin frecarea de rostogolire a unor elemente de rostogolire (rulmenţi).

Scanned with OKEN Scanner

Rulmenţii prezintă următoarele avantaje faţă de lagărele de alunecare:

— pierderi relativ mici prin frecare, coeficientul de frecare prin rostogolire k fiind mult mai mic decît coeficientul de frecare prin alunecare μ ($k = 0{,}001 \div 0{,}002$);

— consum de ulei mai redus la ungerea rulmenţilor, decît consumul de ulei de la lagărul de alunecare;

— întreţinerea mai simplă, mai economică.

Lagăr cu rulmenţi este format din următoarele elemente constructive:

— inelul interior, care se aşază pe fusul arborelui;

— inelul exterior, care se aşază în corpul piesei de susţinere, o dată cu montarea rulmentului;

— elementele de rostogolire, care se găsesc între cele două inele;

— colivia rulmentului, care menţine elementele de rostogolire la distanţe egale între ele, în vederea unei repartizări a eforturilor şi asigurării mişcării în condiţii bune de funcţionare a rulmentului (fig. 190).

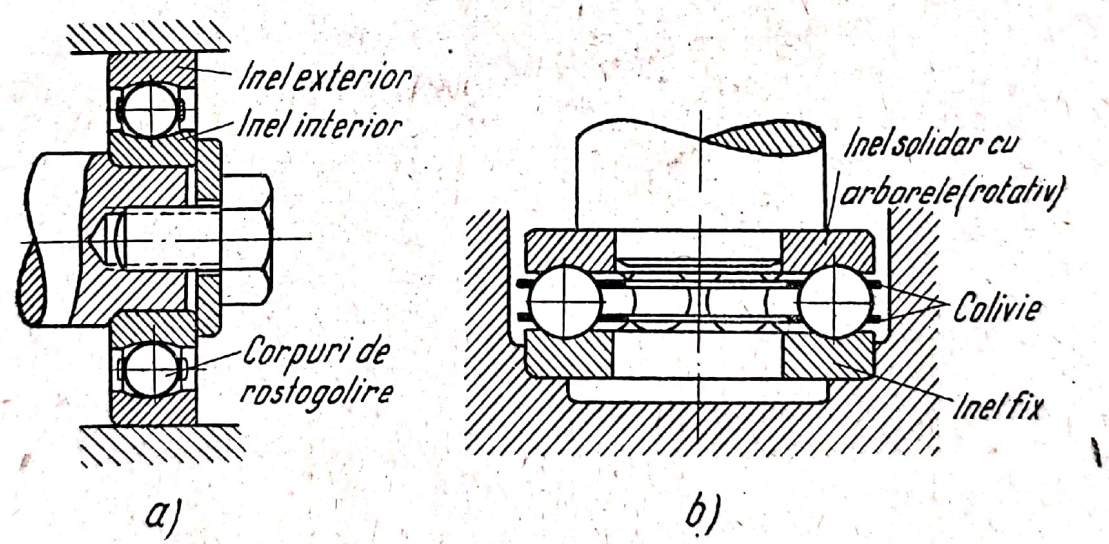


Fig. 190. Elementele componente ale rulmenţilor:
a — radial; *b* — axial.

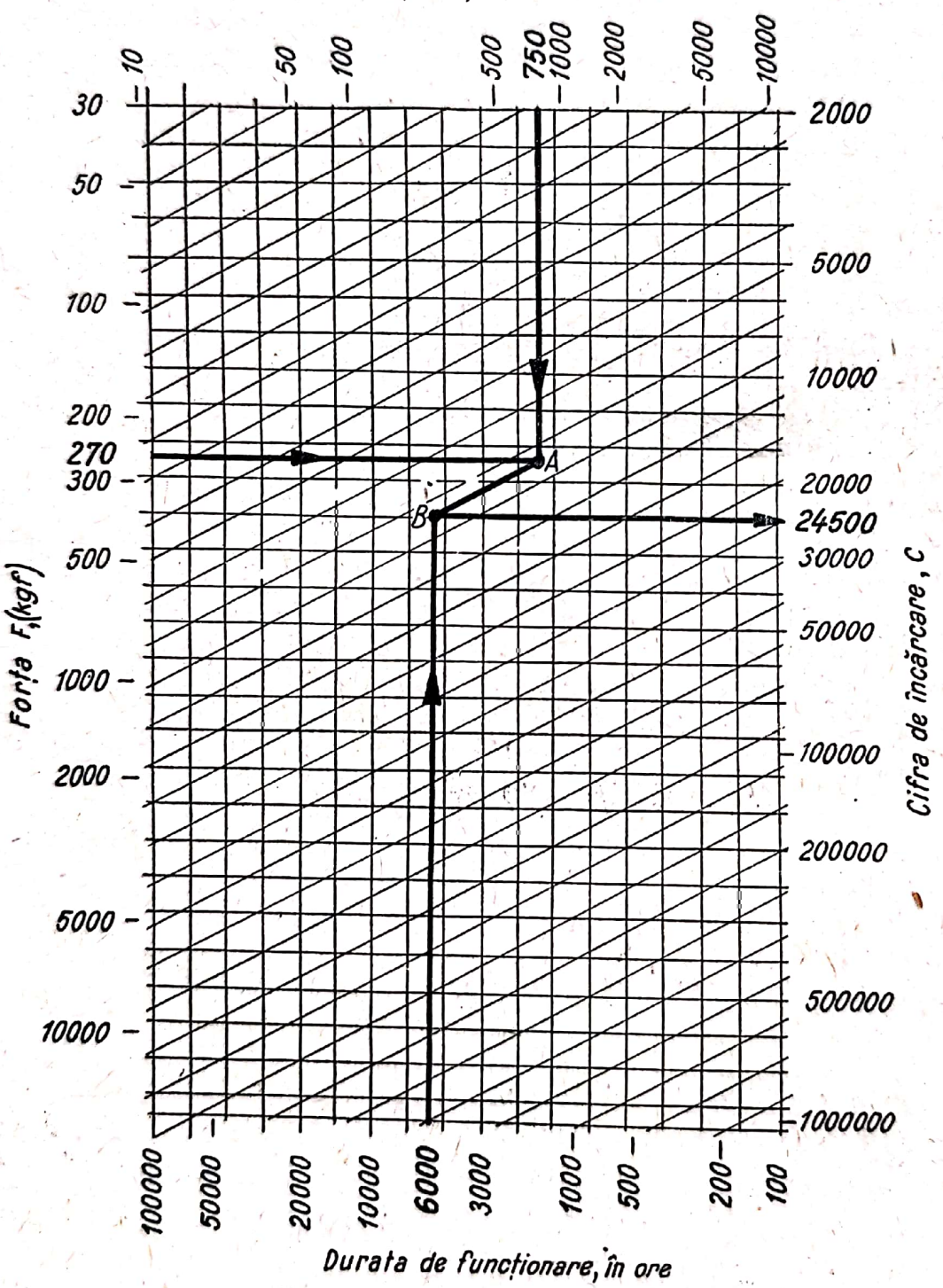
Prin construcţia lor, rulmenţii pot fi montaţi numai pe la capetele arborilor şi osiilor şi nu pot fi folosiţi la fusuri intermediare. Pentru fusurile intermediare se folosesc numai lagăre de alunecare, avînd posibilitatea demontării şi montării părţii superioare (capacul).

Scanned with OKEN Scanner

Rulmenţii se clasifică avînd în vedere direcţia forţei de acţionare, forma corpurilor, numărul corpurilor de rostogolire; ei se aleg cu ajutorul nomogramei din tabela 35.

Tabela 35

Nomogramă pentru alegerea rulmenţilor



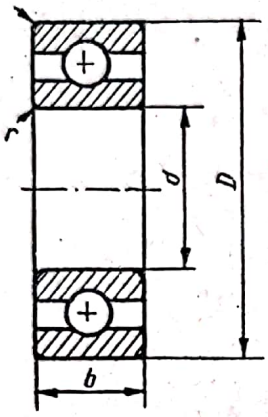
După direcţia forţei de acţionare se deosebesc:

— rulmenţi radiali (fig. 190, *a*); dimensiunile sînt date în tabela 36;

— rulmenţi radiali-axiali (fig. 191);

— rulmenţi axiali (fig. 190, *b*).

Tabela 36



Dimensiunile rulmenţilor radiali cu bile pe un singur rînd

Extras din STAS 3041—52 şi din GOST 4788—49 (norme din U.R.S.S.)

Seria	Simbol	Dimensiuni în mm				Cifra de încărcare C
		d	*D*	*b*	*r*	
Uşoară	204	20	47	14	1,5	14 000
	205	25	52	15	1,5	15 000
	206	30	62	16	1,5	21 000
	207	35	72	17	2	28 000
	208	40	80	18	2	35 000
Mijlocie	304	20	52	15	2	17 100
	305	25	62	17	2	25 000
	306	30	72	19	2	31 000
	307	35	80	21	2,5	37 000
	308	40	90	23	2,5	44 000
Grea	404	20	72	19	2	36 000
	405	25	80	21	2,5	43 000
	406	30	90	23	2,5	54 000
	407	35	100	25	2,5	62 000
	408	40	110	27	3	70 000

Scanned with OKEN Scanner

După forma corpurilor de rostogolire (fig. 192), se deosebesc:

— rulmenţi cu bile (fig. 192, *a*);
— rulmenţi cu role cilindrice (fig. 192, *b*);

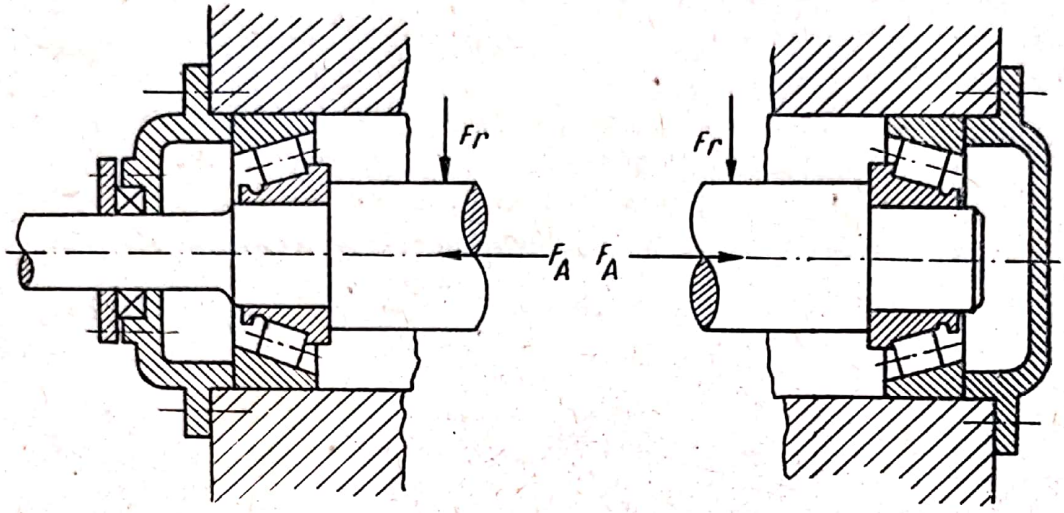


Fig. 191. Rulmenţi radiali — axiali cu role conice.

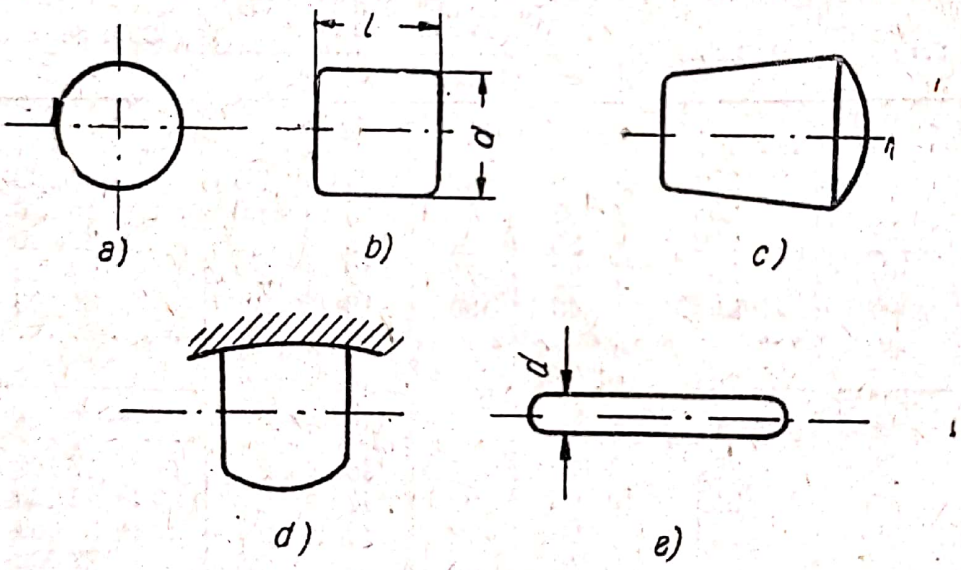


Fig. 192. Corpuri de rostogolire.

— rulmenţi cu role conice (fig. 192, *c*);
— rulmenţi cu role în formă de butoi (fig. 192, *d*);
— rulmenţi cu role aciculare (fig. 192, *e*).

După numărul rîndurilor de elemente de rostogolire, există rulmenţi cu un rînd sau cu două rînduri ale corpurilor de rostogolire.

Pentru preluarea unor deviaţii unghiulare se folosesc rulmenţii oscilanţi.

Scanned with OKEN Scanner

Rulmenţii radiali cu bile pot prelua şi forţe axiale pînă la $F_a = 0{,}7\ (F - F_{ef})$, adică 70% din diferenţa dintre sarcina maximă la încărcare în limita rezistenţelor admisibile şi forţa efectivă de încărcare.

Rulmenţii cu role cilindrice preiau sarcini radiale mari, iar rulmenţii cu role lungi sînt sensibili la înclinările arborilor, creîndu-se frecări mari.

Rulmenţii aciculari prezintă avantajul că sînt de dimensiuni reduse, însă cu frecări mai mari de rostogolire şi alunecare; aceşti rulmenţi nu preiau forţe axiale.

Rulmenţii cu role conice preiau sarcini radiale şi axiale; pentru preluarea sarcinilor axiale din două direcţii se folosesc două rînduri de rulmenţi, cu role conice aşezate simetric. Rulmenţii cu role-butoi preiau sarcini radiale şi axiale şi se folosesc ca rulmenţi pendulari. Rulmenţii şi elementele de rostogolire se execută din oţel special pentru rulmenţi Rul 1, Rul 2, Rul 3, conform STAS 1456-50.

Montarea rulmenţilor se face cu ajustaj cu strîngere; rulmentul încălzit în baia de ulei la 60—70 °C se montează uşor şi, după răcire, prin contracţie, se realizează strîngerea inelului interior pe arbore.

Suprafeţele de contact fus-inelul rulmentului se prelucrează fin şi sînt tratate termic.

Întreţinerea rulmenţilor şi ungerea lor duc la o durabilitate mărită de funcţionare şi la scăderea uzurii. Praful, particulele mici de metal uzat, apa, acizii contribuie la mărirea uzurii şi din acest motiv trebuie bine alese uleiurile şi unsorile, schimbate periodic şi să se realizeze o etanşare cît mai bună. În ţara noastră, fabricarea rulmenţilor a luat o mare dezvoltare; se fabrică rulmenţi de toate tipurile şi pentru diferite capacităţi de încărcare. Fabricile de rulmenţi de la Bîrlad şi Braşov furnizează industriei noastre socialiste rulmenţi de calitate corespunzătoare, într-o gamă largă de dimensiuni standardizate.

Elemente de calcul. a. C a l c u l u l l a g ă r e l o r d e a l u n e c a r e. Pentru lagărele de alunecare se fac următoarele dimensionări şi verificări:

1. calculul cuzinetului la presiunea de contact, avînd în vedere şi dimensiunile fusului care au fost calculate la încovoiere;

2. calculul de dimensionare sau de verificare a corpului şi capacului lagărului;

3. calculul de dimensionare şi verificare a şuruburilor de fixare a capacului şi corpului lagărului;

4. calculul debitului de ulei necesar ungerii fluide şi a jocului dintre fus-cuzinet, necesar bune funcţionări a fusului în lagăr.

1. Dimensionările cuzinetului (diametrul şi lungimea) se stabilesc în baza calculelor arătate la fusuri, avînd în vedere solicitarea la încovoiere şi presiunea de contact. Grosimea cuzinetului se ia $s = 0{,}1d + 8$ mm, iar pentru materialul de antifricţiune $s' = 3-5$ mm.

2. Corpul lagărului (fig. 193, *a*) este solicitat la încovoiere în secţiunea mijlocie *I* din dreptul cuzinetului.

Dimensionarea (eventual verificarea dacă se cunosc, dimensiunile) se face cu relaţia $M_i = W \cdot \sigma_{ai}$, în care $W = \frac{bh^2}{6}$; din aceste relaţii se calculează înălţimea h necesară în cm,

$$h = \sqrt{\frac{6M_i}{b \cdot \sigma_{ai}}},$$

în care:

$M_i = \frac{F}{2} \cdot \frac{l}{4}$ este momentul încovoietor corespunzător acestei secţiuni, în kgf cm;

l — distanţa de la forţa $\frac{F}{2}$, considerată concentrată, şi pînă la secţiunea *I*, în cm;

b — lăţimea lagărului care se alege constructiv, în raport cu lungimea cuzinetului, în cm;

$\sigma_{ai} = 250 \div 400$ kgf/cm² este efortul unitar admisibil la încovoiere pentru fontă cenuşie;

F — forţa radială totală ce apasă pe lagăr, în kgf.

Pentru secţiunile II, III, se fac de asemenea calcule, avînd în vedere distanţele *a*, *e* şi forţa $F/2$ considerată concentrată. Această forţă se consideră şi pe plan orizontal de aceeaşi mărime, pentru a fi acoperitoare calculelor de dimensionare. Acest calcul este necesar în cazul folosirii lagărelor pentru transmisii, ale căror forţe de încărcare a arborilor au direcţia radială pe plan orizontal sau o direcţie înclinată, dînd astfel o componentă pe plan orizontal.

Scanned with OKEN Scanner

La capac (fig. 193, *b*) se fac calcule pentru secţiunea IV, folosind relaţiile în mod similar ca la dimensionarea corpului. În secţiunea III momentul încovoietor $M_{i\,max} = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{d}{4}\right)$, considerîndu-se forţele concentrate în dreptul şuruburilor de strîngere a capacului şi la distanţa $\frac{d}{4}$ simetric faţă de mijlocul capacului (fig. 193).

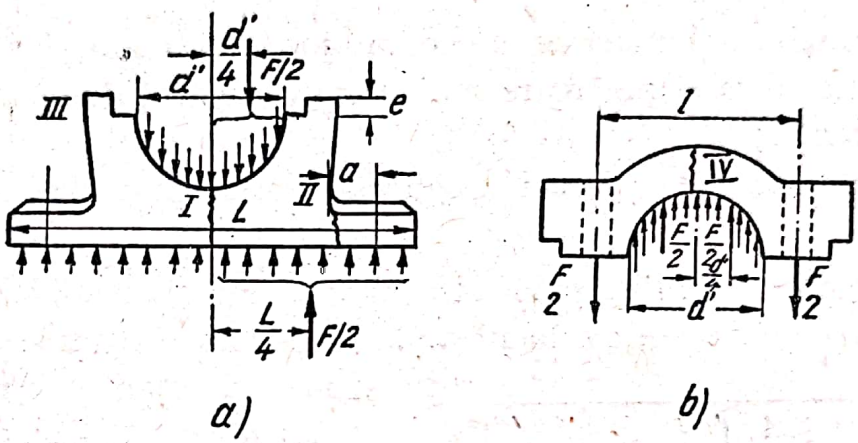


Fig. 193. Secţiunile solicitate la încovoiere pentru lagărele radiale.

3. Şuruburile de fixare a corpului şi capacului se dimensionează şi se verifică la întindere, luînd în considerare acţiunea sarcinii de încărcare, precum şi momentul de răsturnare a lagărului, în cazul forţelor înclinate sau orizontale.

4. Calculul debitului de ulei şi al jocului dintre fus-cuzinet se face prin metode practice, pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii, folosindu-se diagrame în acest scop. Prin teoria hidrodinamică a ungerii s-a stabilit legătura dintre datele dimensionale, cele de execuţie şi de exploatare, creîndu-se condiţiile pentru asigurarea frecării fluide. Pentru calculul lagărelor de alunecare se iau în considerare:

— încărcarea lagărului, sarcina F, în kgf;

— turaţia fusului, în n rot/min;

— alegerea raportului $\frac{l}{d}$, după felul maşinii:

$\frac{l}{d} = 0{,}8 \div 1{,}25$, cu $p = 8$ kgf/cm² la turbine cu abur;

$\frac{l}{d} = 0{,}5 \div 0{,}9$, cu $p = 55 - 130$ kgf/cm² la motoare Diesel în 4 timpi;

$\frac{l}{d} = 1{,}2 \div 2$, cu $p = 20-50$ kgf/cm² la maşini-unelte;

— alegerea materialului pentru fus şi cuzinet în raport cu eforturile unitare de presiune;

— dimensionarea fusului la încovoiere (calculul de rezistenţă);

— verificarea la presiunea de contact, pentru cuzinet $p < p_a$;

— alegerea jocului relativ în lagăr $\psi = \frac{D-d}{d} = 0{,}5 \div 3\,\%$; pentru turaţii mai mari se alege un joc mai mare, iar pentru aceeaşi turaţie la o încărcare mai mare a lagărului, se alege un joc mai redus;

— determinarea vitezei unghiulare ω, cunoscîndu-se turaţia n;

— alegerea uleiului prin viscozitatea lui şi celelalte caracteristici, avînd în vedere locul unde se folosesc organele de sprijin şi în ce condiţii funcţionează;

— calculul expresiei $\frac{\eta \cdot \omega}{p_m \Psi^2}$ în $\left[\frac{\frac{kgf \cdot s}{cm^2} \cdot \frac{rad}{s}}{kg/cm^2}\right]$;

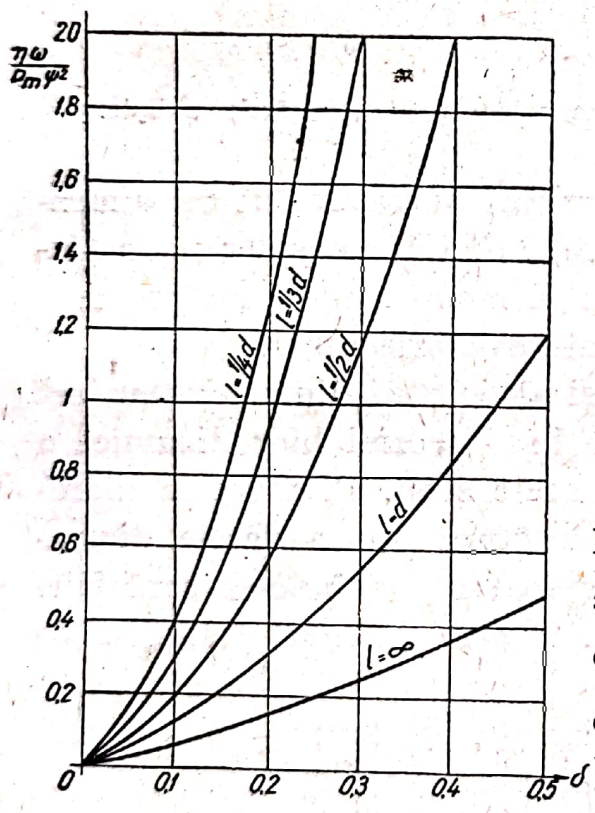


Fig. 194. Diagrama grosimii relative a peliculei de ulei δ în raport cu factorul adimensional: $\frac{\eta\omega}{p_m\Psi^2}$ şi $\frac{l}{d}$.

— cu ajutorul diagramei (fig. 194) se determină δ, grosimea minimă relativă a peliculei de lubrifiant. Diagrama are pe ordonată expresia $\frac{\eta \cdot \omega}{p_m \Psi^2}$ şi pe abscisă δ; curbele sînt pentru diferite rapoarte $\frac{l}{d}$; $\delta = \frac{h_0}{R-r}$, deci $h_0 = \delta(R-r)$; h_0 este grosimea minimă a stratului de lubrifiant;

— cu valorile de pînă acum se poate calcula excentricitatea ψ a fusului în cuzinet: $\psi = \frac{R-r}{r}$, de unde $R - r = \psi r$ şi deoarece $h_0 = \delta\,(R-r)$ rezultă $e = (R-r) - h_0 = \psi r - \delta(R-r)$;

— în funcție de raportul $\frac{l}{d}$ și δ, grosimea relativă a peliculei de ulei, se determină factorul adimensional $\frac{q_z^\circ}{r \cdot \omega \cdot \Psi}$;

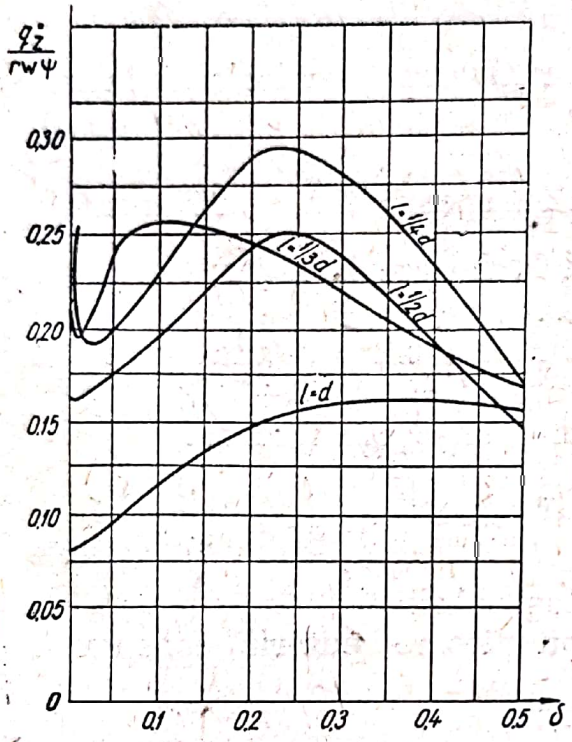


Fig. 195. Diagrama grosimii relative a peliculei de ulei în raport cu factorul adimensional: $\frac{q_z^\circ}{r \cdot \omega \cdot \Psi}$ și $\frac{l}{d}$.

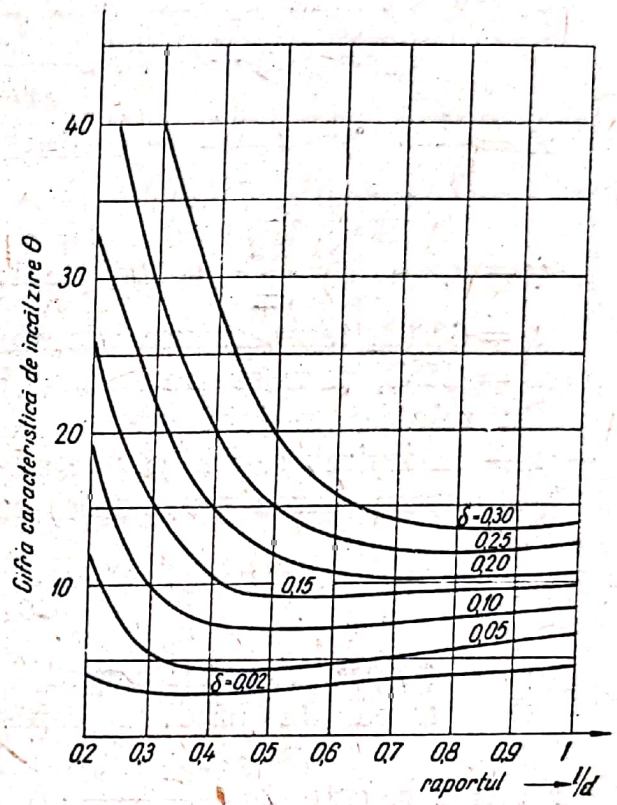


Fig. 196. Diagrama cifrei caracteristice de încălzire în raport cu $\frac{l}{d}$ și δ.

— q_z° este pierderea specifică de ulei (fig. 195), în $\frac{cm^3}{s \cdot cm^2}$;

— q_z este cantitatea de ulei scăpată frontal, pe minut în $\frac{cm^3}{min}$;

$$q_z = q_z^\circ \cdot d \cdot l \cdot 60 \left[\frac{cm^3}{min}\right];$$

— se determină cifra caracteristică de încălzire θ a lagărului, în funcție de $\frac{l}{d}$ și δ cu ajutorul diagramei (fig. 196);

— se determină temperatura t° a uleiului la ieșirea din lagăr, folosind relația:

$$\theta = \left[\frac{C_e}{q^\circ_z} + \frac{C_o \gamma}{A}\right] \cdot \frac{t - t_i}{p_m} + \frac{C_e}{q^\circ_z} \cdot \frac{t_i - t_o}{p_m},$$

în care:

C_e este conductivitatea termică a lagărului;

$$C_e = 0{,}25 \div 0{,}4 \frac{\text{kgf}}{\text{cm} \cdot \text{s} \cdot \text{grd}};$$

C_o — căldura specifică a lubrifiantului;

$$C_o = 0{,}42 + 0{,}001\, t \frac{\text{kcal}}{\text{kgf} \cdot \text{grd}};$$

$A = \frac{1}{427} \cdot 10^{-2} \frac{\text{kcal}}{\text{cm kgf}}$ reprezintă echivalentul caloric al lucrului mecanic;

$\gamma = 0{,}9 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^3}$, este greutatea specifică a lubrifiantului;

$t_i = 60\,°\text{C}$, temperatura uleiului la intrare în lagăr;

$t_o = 25°\text{C}$, temperatura mediului.

Cu relația de mai sus se determină temperatura uleiului — t — la ieșirea din lagăr; se admite $\Delta t = t - t_i = 3 \div 5°\text{C}$;

— determinarea puterii N_f consumată prin frecare:

$$N_f = \frac{\mu F \cdot V}{75}, \text{ în care } \mu V = \frac{1}{100} \cdot \theta \cdot q_z, \text{ în m/s } \left(q_z \text{ în } \frac{\text{cm}^3}{\text{s} \cdot \text{cm}^2}\right);$$

— verificarea răcirii corpului lagărului.

Cantitatea de căldură corespunzătoare puterii consumată prin frecare este $Q = \frac{75 \cdot 3600}{427} \cdot N_t \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$;

— determinarea suprafeței necesare pentru schimbul de căldură:

$$A_{nec} = \frac{\frac{Q\,\text{kcal}}{\text{h}}}{\alpha(t_i - t_o)}, \text{ unde } \alpha = 14 \div 20 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{grd h}}.$$

Suprafața de radiere este compusă din toată suprafața laterală și superioară a lagărului, ca și a nervurilor prevăzute la construcția lagărului în acest scop și pentru mărirea rigidității și rezistenței.

Pentru calculul lagărelor axiale (crapodine) se au în vedere dimensiunile fusului axial (pivotului), care sînt determinate în raport cu presiunea de contact și pe baza relației de verificare la încălzire.

Pentru calculul debitului de ulei se are în vedere teoria hidrodinamică a ungerii, procedîndu-se în mod similar ca la lagărele radiale, însă sînt relații diferite de calcul, ce sînt date în lucrările de specialitate.

Scanned with OKEN Scanner

b. Lagărele de rostogolire (rulmenţii). Rulmenţii se aleg din cataloage, pe baza cifrei caracteristice de încărcare C şi în raport cu diametrul fusului.

Cifra de încărcare a rulmenţilor se calculează cu ajutorul unei nomograme, în raport cu forţa F (kgf) de încărcare, cu turaţia n (rot/min) a fusului şi durata de funcţionare h (ore).

Cifra de încărcare se poate calcula şi cu relaţia

$$C = F(n \cdot h)^{0,3},$$

în care:

$F = (F_r + mF_a)K_d \cdot K_i \cdot K_t$, pentru rulmenţii radiali;

$F = [F_r + m(F_a \pm F'_a)]$, pentru rulmenţii axiali-radiali;

$F = F_a \cdot K_d \cdot K_t$, pentru rulmenţii axiali;

F_r, în kgf, este forţa radială; F_a este forţa axială; F'_a, în kgf, este o componentă în direcţia axială, rezultată din încărcarea elementelor de rostogolire care sînt înclinate cu unghiul β.

$F'_a = 1,2 \cdot F_r \cdot \operatorname{tg} \beta$. Semnul $\pm$ se ia după sensul forţei F'_a.

Coeficientul m de transformare a sarcinii axiale, se ia în funcţie de tipul rulmenţilor:

$m = 1,5$, pentru rulmenţi cu bile;

$m = 3,5 \div 5$, la rulmenţi pendulari cu bile (oscilanţi);

$m = 3$, la rulmenţi cu role-butoi, oscilanţi;

$m = 1,3 \div 1,8$, la role conice.

Coeficientul K_d se ia din tabele, în raport cu caracterul forţelor (sarcinilor) astfel:

— $K_d = 1$, pentru sarcini fără şocuri;

— $K_d = 1,3 \div 1,5$ pentru sarcini cu şocuri slabe;

— $K_d = 1,8 \div 2$, pentru sarcini cu şocuri importante;

— $K_d = 2,5 \div 3$, pentru sarcini cu şocuri puternice.

Coeficientul K_i se alege în raport cu condiţiile de mişcare relativă a inelelor, astfel:

$K_i = 1$; inelul interior este fix pe arbore şi se roteşte o dată cu el;

$K_i = 1,1$; inelul exterior este rotitor; pentru rulmenţii cu bile;

$K_i = 1,45$; inelul exterior este rotitor, pentru alte tipuri de rulmenţi (exclusiv cu bile).

Coeficientul K_t exprimă influenţa temperaturii mai mari de 100 °C asupra capacităţii de lucru a rulmentului.

$K_t = 1,1 \div 1,4$, pentru temperaturi $t = 150° \div 250$°C.

Scanned with OKEN Scanner

Exemple de calcul.

Exemplul 1. Un lagăr de rostogolire are de suportat o sarcină cu şocuri slabe, a cărei componentă radială este $F_r = 150$ kgf şi axială $F_a = 20$ kgf, transmisă de la un arbore care are diametrul fusului $d = 25$ mm şi se roteşte cu $n = 750$ rot/min, într-un mediu sub 100 °C.

Rezolvare. Se alege o durată de funcţionare $h = 6\,000$ ore. Cifra de încărcare a rulmentului se poate determina pe cale grafică, folosind nomograma sau cu relaţia:

$$C = F(n.h)^{0,3}, \text{ unde } F = (F_r + mF)K_d \cdot K_i \cdot K_t.$$

Alegem un rulment radial cu bile cu $m = 1,5$.
Pentru şocuri slabe, $K_d = 1,4$.
Considerăm inelul interior rotitor, $K_i = 1$.
Se lucrează sub 100 °C, $K_t = 1$.

$$C = (150 + 1,5 \cdot 20)(750 \cdot 6000)^{0,3} \cdot 1,4 = 1,4 \cdot 180 \cdot 450\,000^{0,3}.$$

Logaritmăm

$$\log C = \log 1,4 + \log 180 + 0,3 \cdot \log 450\,000 = 4,4.$$

$$C = \text{antilog } 4,4 = 25\,000.$$

Din tabelul de rulmenţi se alege rulmentul radial 305 cu diametrul interior $d = 25$ mm, cel exterior $D = 62$ mm şi lăţimea $b = 17$ mm, corespunzător cifrei de încărcare $C = 25\,000$, STAS 3041—52.

Exemplul 2. La un lagăr de alunecare se dau următoarele caracteristici:

$l = 135$ mm, lungimea fusului;
$d = 150$ mm, diametrul fusului;
$n = 1450$ rot/min, turaţia fusului;
$F = 1\,000$ kgf, sarcina radială de încărcare a lagărului;
$\eta = 0,006 \frac{\text{kgfs}}{\text{m}^2}$, viscozitatea uleiului, pentru o temperatură medie $t_i = 60$ °C.

Ungerea se face prin două inele, lagărul se fixează prin patru şuruburi pe placa de fundaţie.

Se cere: 1. determinarea excentricităţii fusului în cuzinet;
2. verificarea încălzirii cuzinetului;
3. puterea consumată în frecări;
4. suprafaţa necesară de radiere pentru răcirea lagărului.

Scanned with OKEN Scanner

1. Excentricitatea fusului în cuzinet.

a) raportul $\frac{l}{d} = \frac{135}{150} = 0{,}9$;

b) presiunea medie $p_m = \frac{F}{l \cdot d} = \frac{1\,000}{13{,}5 \cdot 15} = 5$ kgf/cm²;

c) jocul relativ se ia $\psi = 2\%$;

d) viteza unghiulară a fusului $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3.14 \cdot 1\,450}{30} =$

$= 151 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$;

e) calculul expresiei admisibile $\frac{\eta \cdot \omega}{p_m \Psi^2} = \frac{6 \cdot 10^{-8} \cdot 151}{5 \cdot (2 \cdot 10^{-3})^2} = 0{,}46$;

f) determinarea grosimii minime relative a peliculei de lubrifiant cu ajutorul diagramei:

δ este în funcţie de $\frac{\eta\omega}{p_m \cdot \Psi^2}$ şi $\frac{l}{d}$. Se deduce că $\delta = 0{,}26$;

g) excentricitatea fusului în cuzinet:

$$\text{jocul relativ } \Psi = \frac{R - r}{r} = 0{,}002;$$

$R - r = \psi r = 0{,}002 \cdot 75 = 150\mu$ (microni);
$h_0 = \delta(R - r) = 0{,}26 \cdot 150 = 39\mu$;
$C = (R - r) - h_0 = 150\mu - 39\mu = 111\mu$ (admisibil).
Considerînd asperităţile $h_1 + h_2 = 0{,}010$, se constată că $h_0 > h_1 + h_2$ pentru cazul ungerii fluide.

2. Încălzirea cuzinetului.

a) determinarea factorului adimensional $\frac{q_z^\circ}{r\omega\Psi}$ folosind diagrama în funcţie de δ şi $\frac{l}{d}$; rezultă:

$$\frac{q_z^\circ}{r \cdot \omega\Psi} = 0{,}175;$$

b) pierderea specifică de ulei $q_z^\circ = 0{,}175 \cdot r\omega \cdot \Psi = 0{,}175 \times$
$\times 7{,}5 \cdot 151 \cdot 0{,}002 = 0{,}4 \frac{\text{cm}^3}{\text{s} \cdot \text{cm}^2}$;

c) cantitatea de ulei scăpată frontal:

$q_z = q_z^\circ \cdot l \cdot d \cdot 60 = 0{,}4 \cdot 13{,}5 \cdot 15 \cdot 60 = 4850 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$, $q_z \cong 5$ l/min;

d) cifra caracteristică de încălzire a lagărului cu ajutorul diagramei în funcţie de $\frac{l}{d}$ şi δ; rezultă $\theta = 12{,}8$;

e) temperatura uleiului la ieşirea din lagăr θ:

$$\theta = \left[\frac{C_e\gamma}{q_z^\circ} + \frac{C_0\gamma}{A}\right]\frac{t-t_i}{p_m} + \frac{C_e}{q_z}\cdot\frac{t_i-t_0}{p_m} = 12{,}8 =$$

$$= \left[\frac{0{,}3}{0{,}4} + \frac{0{,}48\cdot 0{,}09\cdot 10^{-3}}{\frac{1}{427}\cdot 10^{-2}}\right]\frac{t-60}{5} + \frac{0{,}3}{0{,}5}\cdot\frac{60-25}{5};$$ din aceasta rezultă

$t=64°C$ şi $\Delta t = t - t_i = 64° - 60°C = 4°C$ (admisibil).

În calcul s-a luat $t_i = 60°C$ temperatura uleiului la intrare în lagăr şi $t_0 = 25°C$ a mediului:

$$C_0 = 0{,}42 + 0{,}001\cdot t = 0{,}42 + 0{,}06 = 0{,}48,$$

$$C_e = 0{,}3\ \frac{\text{kgf}}{\text{cm. s. grd}},$$

$$\gamma = 0{,}9\cdot 10^{-3}\ \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^3},$$

$$A = \frac{1}{427}\cdot 10^{-2}\ \frac{\text{kcal}}{\text{cm. kgf}}.$$

3. Puterea consumată.

$$N_f = \frac{\mu F\cdot V}{75} = \frac{F}{75}\cdot\mu V = \frac{F}{75}\cdot\theta\, q_z^\circ = \frac{1\,000}{75}\cdot 12{,}8\cdot 0{,}4 = 0{,}7\ \text{CP}.$$

4. Răcirea lagărului.

Cantitatea de căldură corespunzătoare puterii consumate prin frecări:

$$Q = \frac{75\cdot 3\,600}{427}\ N_f = 632\, N_f = 632\cdot 0{,}7 = 460\ \frac{\text{kcal}}{\text{h}}.$$

Determinarea suprafeţei necesare pentru iradierea căldurii:

$$A = \frac{Q}{\alpha\,(t_i - t_0)} = \frac{460}{20\cdot 35} = 0{,}66\ \text{m}^2$$ s-a luat $\alpha = 20\ \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2\text{. grd}}$.

Alegerea inelelor:

Din STAS 773—51, în funcţie de diametrul fusului, se alege inelul de ungere cu următoarele dimensiuni:

$D = 240$ mm (diametrul inelului);

$b = 18$ mm (lăţimea inelului);

$s = 6$ mm (grosimea inelului).

Scanned with OKEN Scanner

Nivelul băii cu ulei trebuie să fie pînă la $\frac{1}{6}D$, pentru a avea siguranţa unei bune ungeri a fusului şi cuzinetului.

12.4. Cuplaje

Cuplajele sînt organe de maşini care asamblează doi arbori montaţi în continuare şi asigură transmiterea puterii de la un arbore la celălalt.

După condiţiile de funcţionare şi din punct de vedere constructiv se deosebesc patru grupe:

a) cuplaje fixe;
b) cuplaje mobile;
c) ambreiaje;
d) cuplaje de siguranţă.

La alegerea unui tip de cuplaj se ţine seamă de condiţiile de lucru ale mecanismului şi posibilităţile de montare şi acţionare a cuplajului. La calculul cuplajului se ţine seama de eventualele şocuri, solicitări suplimentare ce pot apărea în timpul mişcării arborilor, sau la stabilirea legăturii între ei. În acest scop, momentul de răsucire luat în calculul $M_t = KM$ ($K = 1 \div 4$, coeficient de siguranţă, se ia din tabela 37). M_{tn}, în kgf·cm, este momentul de răsucire nominal, pentru starea de regim stabil.

12.4.1. **Cuplaje fixe.** *Caracterizare. Clasificare. Elemente constructive. Elemente de calcul.* Cuplajele fixe se folosesc pentru legarea rigidă a arborilor lungi de transmisie; aceste cuplaje nu permit deviaţii relative ale arborilor . La folosirea cuplajelor fixe se cere coaxialitatea arborilor.

Din grupa cuplajelor fixe fac parte:

— cuplajul cu manşon, dintr-o bucată (fig. 197) sau din două jumătăţi (manşonul);
— cuplajul cu flanşe.

Cuplajul cu manşon dintr-o bucată se montează la capetele arborilor şi se fixează cu pene longitudinale cu călcîi.

Pentru montare trebuie deplasat un arbore pe lungimea cuplajului (manşonului), iar locaşul de pană trebuie dublu executat, pentru a se putea monta pana la fiecare capăt al arborelui. Manşonul se execută prin turnare, din fontă sau oţel, în funcţie de eforturile la care este solicitat. Solicitarea manşonului este ca şi a arborelui la răsucire.

Scanned with OKEN Scanner

Tabela 37

Coeficientul de suprasarcină k pentru calculul cuplajelor

Mecanismele acționate	Turbine	Electromotor	Mașini-piston	Alte acționări
Dinamuri	1—1,15	1—2	1,5—2,5	—
Pompe centrifuge	1,25	2—3	3—5	—
Ventilatoare	1—1,5	1,25—2	2,25—3,5	—
Pompe cu piston cu simplu efect cu mai mult de trei cilindri	—	2 —3,5	5—6	—
Pompe cu piston cu dublu efect cu un număr de cilindri peste doi	—	1,75—3	4—5	—
Mașini de prelucrarea lemnului	—	1,5—2	—	—
Mașini textile	—	—	—	1,5—2
Compresoare cu piston	1,5	2,25—3,5	4	—
Laminoare	—	—	—	4
Mașini pentru așchierea metalelor	—	1,25—2,5	—	—
Mașini de rabotat longitudinal	—	3	—	—
Mașini de ridicat	—	4	—	—

Relația de calcul: $M_t = W_p \tau'_{at}$, unde $W_p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$ cm³.

Din considerentele de egală rezistență a manșonului cu a arborelui rezultă $M_t = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \cdot \tau_{at} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \cdot \tau_{at}$; pentru arborele din OL42 sau OL50 și manșonul din F_c 18 se ia $\tau_{at} = 2{,}5\,\tau'_{at}$ și relația se simplifică ajungîndu-se la $D = 1{,}5\,d$.

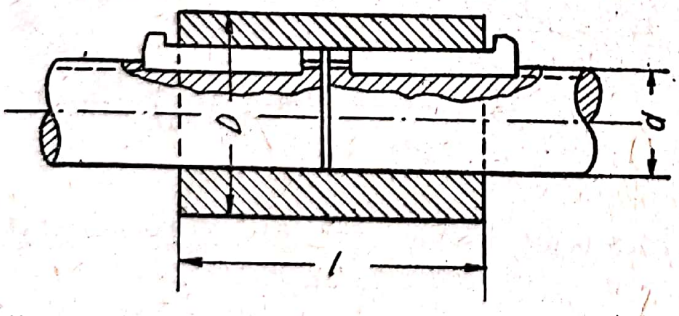


Fig. 197. Cuplaj cu manșon dintr-o bucată.

Lungimea manșonului: $l = (3 \div 4)\,d$ (fig. 197).

Cuplajul cu manșon din două bucăți se montează ușor, fără deplasarea arborilor (fig. 198). Fixarea cuplajului se face cu șuruburi care se strîng suficient, pentru a crea o frecare în porțiunea de contact (cuplaj — arbore) necesară transmiterii momentului de răsucire. Cuplajul acesta este standardizat pentru diametrele arborilor $d = 25 \div 160$ mm (STAS 870—49). Pentru o mai mare siguranță se montează și pene longitudinale. Luînd

în considerare forța F de strîngere, coeficientul de frecare $\mu = 0{,}15$ și suprasolicitările, momentul prin frecare kM_t, în kgf·cm, este dat de relația:

$$kM_t = \frac{\pi}{2} \mu \cdot F \cdot d, \text{ de unde } F = \frac{2 \cdot M_t \cdot k}{\pi \cdot \mu \cdot d} \text{ kgf.}$$

Forța F acționează asupra șuruburilor de strîngere a unui capăt al arborelui, deci pentru $\frac{i_s}{2}$ (i_s — numărul total de șu-

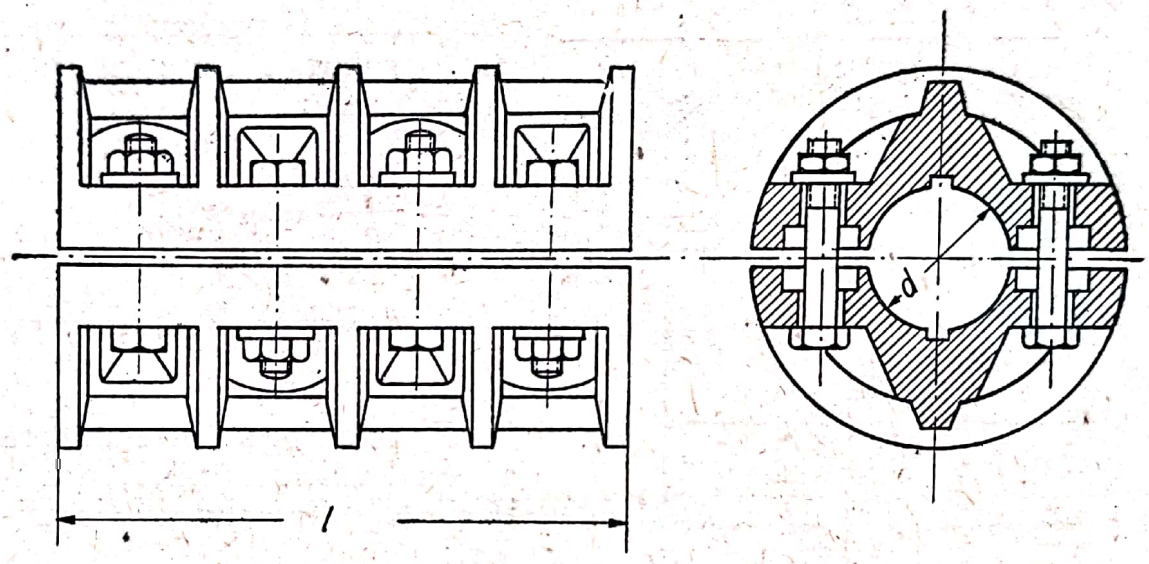


Fig. 198. Cuplaj cu manșon din două bucăți.

ruburi pentru ambele capete). Dimensionarea șuruburilor se face la întindere: $F = \frac{2 M_t \cdot k}{\pi \cdot \mu \cdot d} = \frac{i_s}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{si}^2 \cdot \sigma_{at}$,

în care:

d reprezintă diametrul arborelui, în cm;

d_{si} — diametrul șurubului în dreptul filetului (interior);

$\sigma_{at} = 600 \div 800$ kgf/cm²;

k — coeficientul de suprasarcină.

Lungimea manșonului: $l = (3 \div 3{,}5)d$.

Cuplajul cu flanșe (cu discuri) se montează la capetele arborilor prin pene longitudinale, iar discurile sînt strînse între ele prin șuruburi (fig. 199).

Cuplajul cu flanșe este standardizat. STAS 769—49 prevede dimensiunile cuplajului pentru diferite diametre ale arborilor. Se întrebuințează la arbori cu turații relativ mici, susținuți pe lagăre rigide, bine centrate. Cuplajul permite o centrare bună;

el mai poate fi folosit şi ca roată de transmisie sau de frînă. Cuplajul poate fi folosit şi pentru legarea a doi arbori cu diametre diferite.

La dimensionarea cuplajului cu flanşe se au în vedere două cazuri de solicitare a şuruburilor:

Cazul I: *Şuruburile sînt montate cu joc.* Şuruburile strîng suficient discurile, astfel ca momentul de răsucire să poată fi transmis datorită forţei de frecare dintre suprafeţele de contact ale flanşelor; în acest caz şuruburile se calculează la întindere:

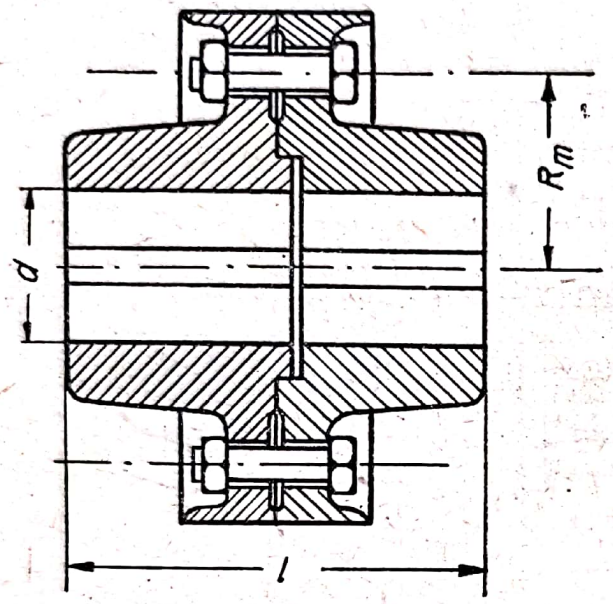


Fig. 199. Cuplaj cu flanşe.

Forţa de frecare $F = \frac{k \cdot M_t}{R_m} = \mu F_s$ unde:

Raza medie $R_m = \frac{R_e + R_i}{2}$, în cm;

F_s este forţa de strîngere a şuruburilor (2,4,6, şuruburi după mărimea discurilor);

$\mu = 0{,}2$ este coeficientul de frecare.

Dimensionarea şuruburilor din OL38; $F_s = i_s \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot \sigma_{at}$ unde i_s este numărul şuruburilor şi d_i diametrul interior al filetului în cm; $\sigma_{at} = 600 - 800$ kgf/cm², $d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{i_s \cdot \pi \cdot \sigma_{at}}}$ cm.

Cazul al II-lea:

Şuruburile sînt montate etanş — fără joc. Şuruburile sînt supuse la forfecare datorită forţei periferice F_1, la circumferinţa de montare a şuruburilor; forfecarea este în secţiunea părţii nefiletate dintre cele două discuri:

$$F' = \frac{2 \cdot kM_t}{D_s} = i \cdot \frac{\pi a^2}{4} \tau_{at}, \text{ de unde}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F'}{i \cdot \pi \cdot \tau_{at}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot M_t \cdot k}{i \cdot \pi \cdot D_s \cdot \tau_{at}}} \text{ cm.}$$

Scanned with OKEN Scanner

Pentru cazul al II-lea de solicitare, şuruburile au dimensiuni mai mici, însă se cere o prelucrare mai precisă, astfel ca montarea să fie etanşă.

Exemple de calcul.

Exemplul 1. Să se verifice cuplajul cu manşon dintr-o singură bucată, la care se cunoaşte $d=70$ mm, $D=100$ mm, executat din fontă F$_c$ 18 — STAS 568—52, care leagă doi arbori capabili să transmită o putere $N=15$ CP, la turaţia $n=150$ rot/min.

Rezolvare.

Verificarea manşonului se face la răsucire:

$$\tau_t = \frac{k \cdot M_t}{W_p} = \frac{1{,}5 \cdot 71\,620 \frac{15}{150}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{10^4 - 7^4}{10}} = 72 \text{ kgf/cm}^2 < \tau_{at}$$

Exemplul 2. Să se verifice cele patru şuruburi M24 STAS 510—49 montate cu joc la cuplajul cu flanşe care leagă doi arbori capabili să transmită un moment de răsucire $M_t = 8\,000$ kgf cm.

Suprafaţa de contact a flanşelor are diametrul $D_1 = 60$ mm şi $D_2 = 140$ mm.

Rezolvare.

Verificarea şuruburilor se face la întindere:

Forţa totală de întindere este $F_s = \frac{F}{\mu} = \frac{k \cdot M_t}{\mu \cdot R_m} = \frac{1{,}25 \cdot 8\,000}{0{,}2 \cdot \frac{3+7}{2}}$;

$$F_s = 10\,000 \text{ kgf} = i_s \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot \sigma_{at};$$

$$\sigma_t = \frac{4 F_s}{i_s \cdot \pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 10\,000}{4 \cdot 3{,}14 \cdot 2^2} = 800 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (admisibil).}$$

12.4.2. **Cuplaje mobile.** *Caracterizare. Clasificare. Elemente constructive. Elemente de calcul.*

Cuplajele mobile permit deplasări relativ mici ale arborilor, care pot fi: axiale, radiale, unghiulare şi combinate.

Există două categorii de cuplaje mobile:

1. cuplaje mobile cu elemente rigide;
2. cuplaje mobile cu elemente elastice.

Scanned with OKEN Scanner

1. *Cuplajul mobil rigid cu gheare* este format din două discuri, montate pe arbori cu pene longitudinale, și permite deplasări mici axiale ale arborilor (fig. 200).

Pentru asigurarea centrării, un arbore pătrunde în prima parte a discului celuilalt arbore.

Discurile sînt prevăzute frontal cu plinuri și adînciturile care se întrepătrund, realizînd o bună cuplare.

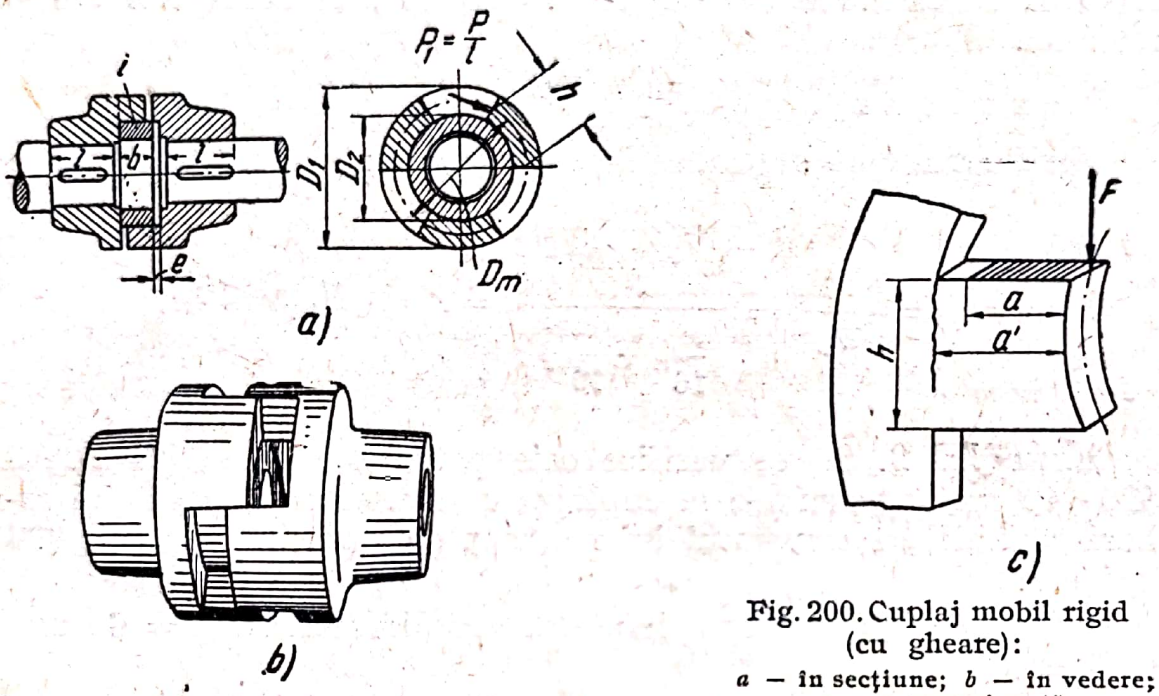


Fig. 200. Cuplaj mobil rigid (cu gheare):
a — în secțiune; *b* — în vedere; c — o proeminență.

Momentul se transmite cu ajutorul proeminențelor (plinurilor numite gheare). Fețele laterale ale ghearelor sînt solicitate la compresiune (presiune de contact) și încovoiere. La presiunea de contact, relația este $\frac{F}{i} = \frac{D_1 - D_2}{2} \cdot a \cdot \sigma_c$, în care F este forța periferică la circumferința medie ce trece prin suprafețele de contact. Pentru o proeminență, forța este $F_1 = \frac{k \cdot M_t}{i_c \cdot R_m} = \frac{71\,620 \frac{N}{n} \cdot k}{i_c \cdot R_m}$, în care i_c este numărul de gheare luate în calcul, $i_c = \left(\frac{1}{3} \div \frac{1}{2}\right) i$, (se ține seama de precizia de execuție și că nu toate sînt uniform încărcate), a este lungimea de contact în cm; $\sigma_{ac} = 40 \div 50$ kgf/cm² pentru fontă, avînd în vedere eventuale șocuri.

Scanned with OKEN Scanner

La încovoiere se calculează cu relaţia $M_i = \frac{F}{i} \cdot a'$; s-a considerat forţa la extremitatea ghearei, iar a este adîncimea ($a' > a$):

$$M_i = W \cdot \sigma_i = \frac{D_1 - D_2}{2} \cdot \frac{h^2}{6} \cdot \sigma_i,$$

$\sigma_{ai} = 150 \div 200$ kgf/ cm² (pentru fontă).

Cuplajul cardanic face parte din grupa cuplajelor mobile rigide; acest cuplaj permite deviaţii unghiulare ale arborilor. Cuplajul se compune din două articulaţii, care dau posibilitatea cuplării a doi arbori, ale căror axe se intersectează sub un unghi φ (fig. 201, *a*).

Considerînd arborele motor (*1*), cu viteza unghiulară constantă, arborele condus (*2*) are o viteză variabilă între două limite:

$$\omega_{2max} = \frac{\omega_1}{\cos \varphi} \text{ şi } \omega_{2min} = \omega_1 \cdot \cos \varphi.$$

Raportul dintre aceste limite este

$$\frac{\omega_{2\,max}}{\omega_{2\,min}} = \frac{\omega_1}{\cos \varphi} \cdot \frac{1}{\omega_1 \cdot \cos \varphi} = \frac{1}{\cos^2 \varphi}.$$

Pentru transmiterea aceloraşi turaţii ce le are arborele motor se folosesc cuplaje dublu cardanice (fig. 201, *b*).

Cuplajele cardanice se folosesc la maşini-unelte, la autovehicule, unde se cere o variaţie unghiulară între axele arborilor cuplaţi.

Variaţia vitezei unghiulare de la arborele condus se poate remedia prin cuplajul dublu cardanic, introducîndu-se un element intermediar.

Cuplajul rigid cu discuri dinţate este un cuplaj mobil, care permite mici deplasări axiale, radiale şi unghiulare între arbori (fig. 202). Dinţii cuplajului sînt solicitaţi la încovoiere.

2. *Cuplajele mobile elastice* se grupează după elementele elastice, dacă sînt metalice sau nemetalice.

Cuplajele mobile cu elemente elastice metalice sînt:

— Cuplajul cu arc în serpentină, la care elementul elastic (arcul) înfăşoară în serpentină proeminenţele (dinţii) de la periferia a două discuri, montate pe arbori prin pene longitudinale. Cuplajul permite deplasări mici axiale, radiale şi unghiulare ale arborilor. Elementul elastic este din oţel de arc (*1*) cu secţiunea dreptunghiulară şi solicitat la încovoiere şi forfecare (fig. 203).

Scanned with OKEN Scanner

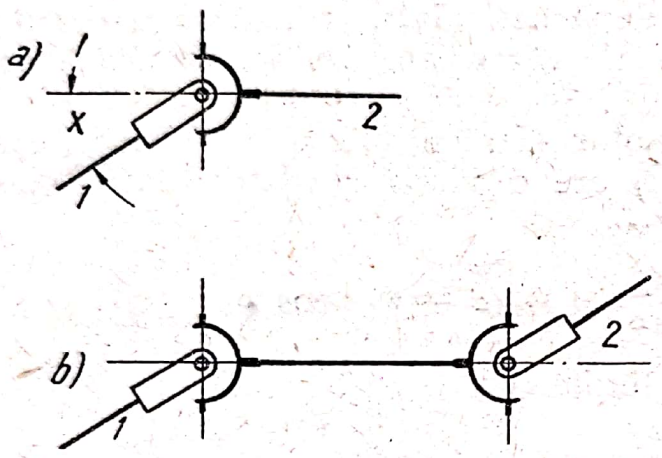


Fig. 201. Cuplaj cardanic.

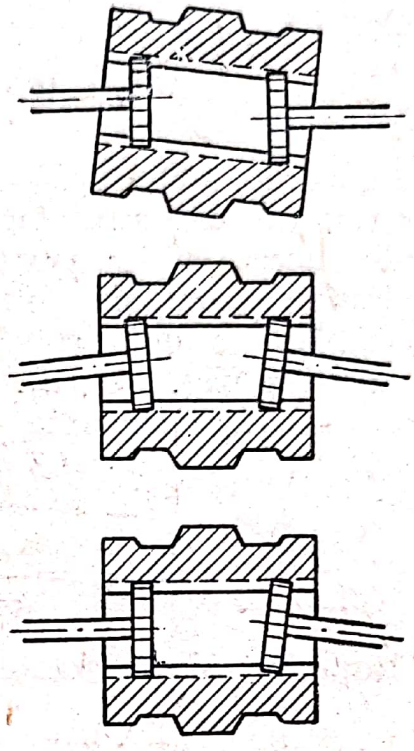


Fig. 202. Cuplaj rigid cu discuri dințate.

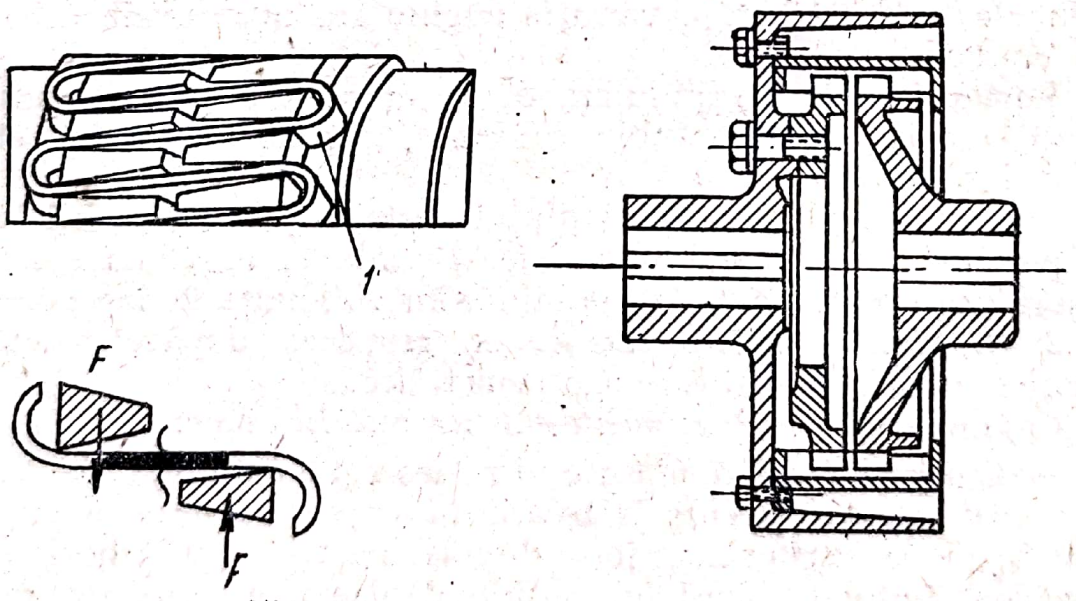


Fig. 203. Cuplaj cu arc în serpentină.

— Cuplajul cu arcuri dispuse radial, care are elementul elastic format din mai multe arcuri lamelare, prinse rigid prin apăsare în unul din discuri (capătul arborelui); celălalt capăt al lamelelor antrenează al doilea disc component al cuplajului. Elementele elastice din arcurile lamelare sînt solicitate la încovoiere (fig. 204).

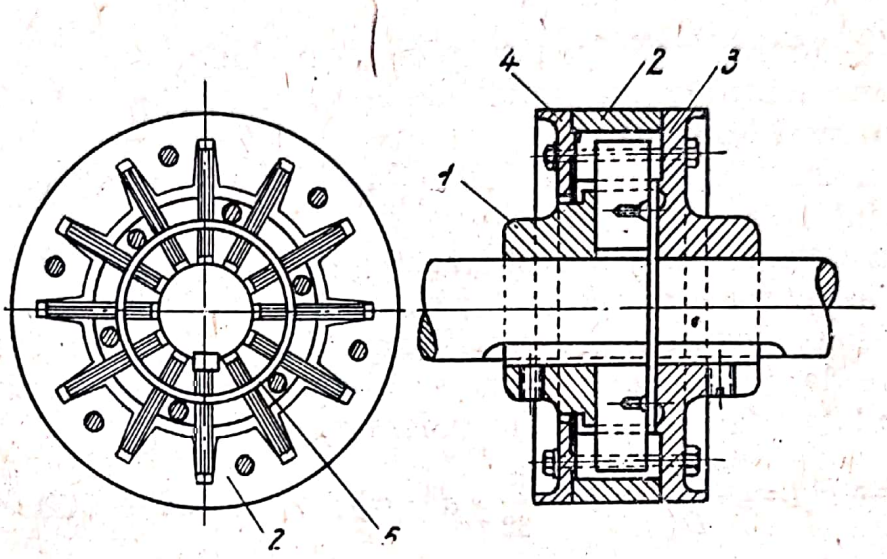


Fig. 204. Cuplaj cu arcuri dispuse radial:
1 — discul cuplajului; 2 — inel cu locaşuri pentru arcuri lamelare; 3 — discul cuplajului; 4 — capac; 5 — inel de apăsare.

Asemenea cuplaje cu arc în serpentină şi cu arcuri dispuse radial se folosesc pentru transmiteri cu şocuri şi la care arborii au deviaţii relativ mici: axiale, radiale şi unghiulare.

Cuplajele mobile cu elemente elastice nemetalice. Aceste cuplaje au o utilizare largă. Prezintă construcţii mai simple şi mai economice. Cuplajele permit mici deplasări radiale, axiale şi deviaţii unghiulare. Între discurile cuplajului se introduc elemente elastice în general din piele, cauciuc etc; discurile sînt asamblate cu arborii prin pene longitudinale. La cuplajul mobil cu bolţuri şi inele elastice din piele şi cauciuc (fig. 205) se fac următoarele calcule:

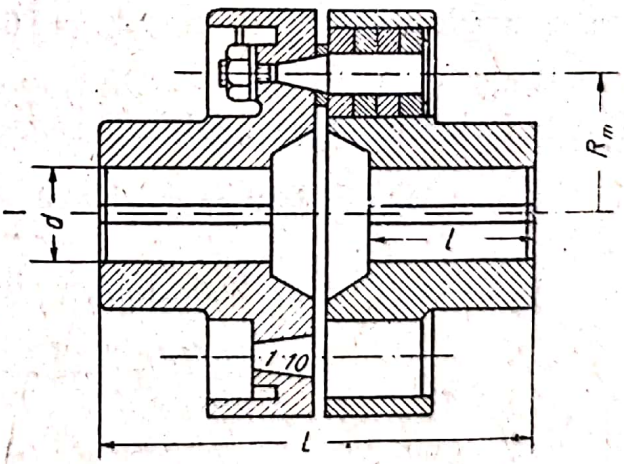


Fig. 205. Cuplaj elastic cu bolţuri.

— Verificarea la presiunea de contact a inelelor după suprafaţa interioară:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{\frac{2M_t}{D_s}k}{z \cdot l \cdot d_s} = \frac{2 \cdot M_t \cdot k}{z \cdot l \cdot d_s \cdot D_s} \text{ kgf/cm}^2,$$

unde:
$p = 12 \div 18$ kgf/cm² (pentru piele, cauciuc);
M_t este momentul de transmisie de la arbore, în kgf cm;
z — numărul bolţurilor;
l — lungimea totală a inelelor (bucşelor) de cauciuc sau piele montate pe bolţ, în cm;
d_s — diametrul bolţului, respectiv a găurii inelelor elastice, în cm;
D_s — diametrul circumferinţei de montare a bolţurilor, în cm.

— Dimensionarea sau verificarea bolţurilor. Bolţurile sînt solicitate la încovoiere; forţa se consideră la un capăt (exterior). Relaţia de calcul la încovoiere este:

$$M_i = F_1 l = \frac{2k M_t}{D_s} \cdot l = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \cdot \sigma_{ai}; \quad \sigma_{ai} = 500 \div 700 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2},$$

pentru OL38 — STAS 500—49.

Exemplu de calcul.

Un cuplaj mobil cu elemente elastice constituit din inele de piele aşezate pe 6 bolţuri leagă doi arbori care transmit o putere N=25CP la n=1 000 rot/min. Bolţurile sînt montate pe cercul cu diametrul D_s = 120 mm, iar inelele sînt aşezate pe o lungime de l=40 mm; d_s = 16 mm.

Rezolvare:

a) Calculul momentului de răsucire:

$$M_i = 71\,620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{25}{1\,000} = 1\,800 \text{ kgf cm}.$$

b) Calculul forţei periferice în dreptul bolţurilor:

$$F = \frac{2k \cdot M_t}{D_s} = \frac{2 \cdot 1{,}4 \cdot 1\,800}{12} = 420 \text{ kgf}.$$

c) Forţa pe un bolţ $F_1 = \frac{F}{z} = \frac{420}{6} = 70$ kgf.

d) Verificarea inelelor la presiune:

$$p = \frac{F_1}{l \cdot d_s} = \frac{70}{4 \cdot 1{,}6} = 11 \text{ kgf/cm}^2.$$

Scanned with OKEN Scanner

e) Verificarea bolțului la încovoiere:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{F_1 \cdot l}{\frac{\pi}{32} \cdot d_s^3} = \frac{70 \cdot 4}{\frac{\pi}{32} \cdot 1{,}6^3} = 700 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (admisibil).}$$

12.4.3. **Ambreiaje.** Cuplajele care permit cuplarea și decuplarea arborilor chiar în timpul mișcării de rotație se numesc ambreiaje.

Una din piesele ambreiajului este fixată pe arborele motor, iar cealaltă piesă poate fi deplasată de-a lungul arborelui condus.

Se deosebesc două categorii de ambreiaje:

— ambreiaje prin contact cu gheare;

— ambreiaje cu fricțiune.

1. *Ambreiajul cu gheare* se compune din două discuri care au la partea frontală proeminențe (gheare) și adînciturі, ce se întrepătrund unele în altele (de la cele două fețe frontale ale discurilor); ghearele au un profil variat din punct de vedere constructiv. Acest profil al ghearelor poate fi: dreptunghiular (*a*), trapezoidal (*b*), în formă de ferăstrău (*c*). Profilul dreptunghiular permite cuplarea doar în repaos; altfel se produc șocuri mari și deci uzuri importante (fig. 206).

Discurile (manșon) se execută din OLC45, OLC60, oțel aliat cu Cr-Mn; la solicitări reduse se folosește și fonta cenușie.

Părțile frontale unde sînt ghearele sînt supuse la tratamente termice.

Asemenea cuplaje se folosesc la turații mici; forța de decuplare este $F_c = \frac{2M_t}{d}\mu' + \frac{2M_t}{d_m} \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)$, în care se are în vedere rezistența de frecare dintre cuplări și arbore și rezistența de frecare dintre gheare pe suprafețele de contact; α este unghiul de înclinare al ghearelor și φ unghiul conului de frecare; d este diametrul arborelui; $\mu' = 0{,}15$ este coeficientul de frecare cuplă-arbore.

Ghearele sînt solicitate la încovoiere și la presiunea de contact; presiunile admisibile sînt:

$P_{Ia} = 700 \div 900$ kgf/cm², pentru cuplări în repaus;

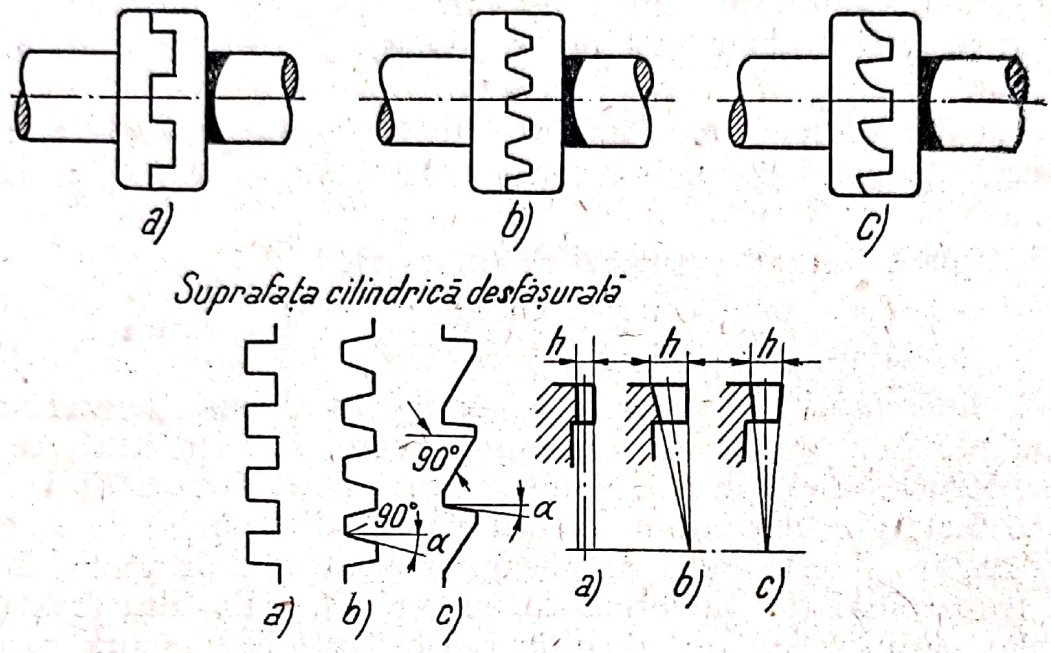
$P_{IIa} = 400 \div 600$ kgf/cm², pentru mers liniștit;

$P_{IIIa} = 250 \div 350$ kgf/cm², pentru mers în plină viteză și la șocuri.

Scanned with OKEN Scanner

2. *Ambreiaje cu frictiune*. Caracterizare. Clasificare. Elemente constructive.

Ambreiajul cu fricţiune se caracterizează prin aceea că transmiterea momentului de răsucire se face datorită frecării dintre suprafeţele de contact ale pieselor apăsate în acest scop.



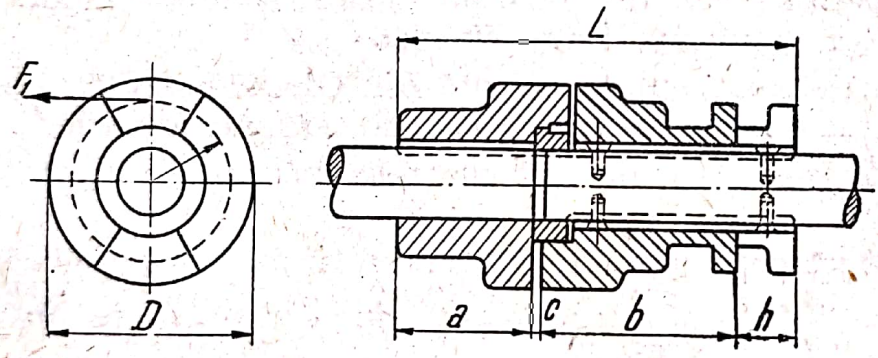


Fig. 206. Ambreiaje cu gheare :
a, *b*, *c* — în vedere; *d* — în secţiune.

Cuplarea şi decuplarea ambreiajului cu fricţiune se poate face în timpul mişcării la orice turaţie. Cuplarea şi decuplarea se face cu diferite acţionări: comandă mecanică, electromagnetică, hidraulică sau pneumatică.

După forma suprafeţelor de frecare există trei grupe de ambreiaje:

— ambreiaje cu fricţiune plane;
— ambreiaje cu fricţiune conice;
— ambreiaje cu fricţiune cilindrice.

Scanned with OKEN Scanner

La ambreiaje, pe lîngă condiţiile generale, se mai cer în mod special următoarele condiţii:

— durata scurtă pentru ambreiere şi debreiere;

— acţionare simplă cu forţe reduse (2÷10 kgf);

— materialele de fricţiune să fie bine alese, rezistente la uzură şi cu coeficienţi de frecare ridicaţi şi cît mai puţin variabili în timpul procesului de ambreiere şi în regim stabil de mişcare;

— construcţie simplă şi cu posibilităţi mari de evacuare a căldurii, rezultată din frecarea suprafeţelor de contact, prin care se realizează ambreierea şi debreierea.

Elemente ale procesului de ambreiere. Studiul procesului de ambreiere este necesar pentru determinarea relaţiei care ne indică timpul de ambreiere şi prin aceasta posibilităţile ce duc la reducerea acestuia, astfel ca ambreierea să se facă în cît mai scurt timp cu uzuri reduse. Totodată, prin studiul procesului de ambreiere se ajunge la calculul bilanţului energetic, prin care se scot în evidenţă pierderile prin frecare în timpul ambreierii. În esenţă, acest studiu este necesar pentru o bună proiectare şi realizare a ambreiajelor (fig. 207).

Pentru studiu, se ia ambreiajul cu fricţiune plană, compus din două discuri, împănate pe arbori. Prin cuplare, discul de pe arborele condus transmite momentul de la arborele motor numai prin apăsarea dintre discuri cu o forţă corespunzătoare Q, prin care să rezulte forţa de frecare $F = \mu \cdot Q$. Forţa de frecare F se consideră concentrată pe cercul mediu al suprafeţelor de frecare.

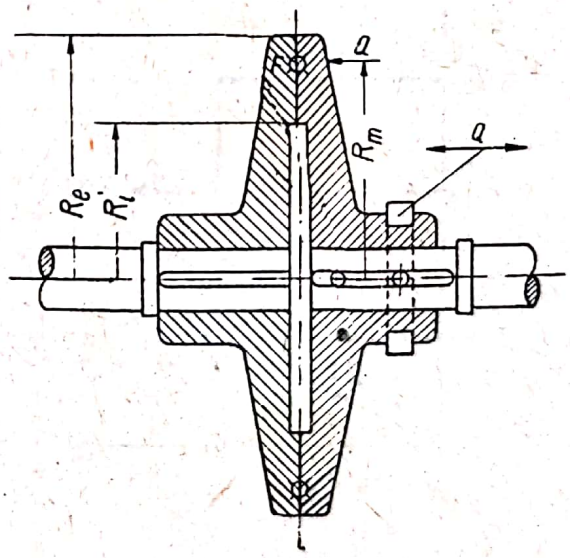


Fig. 207. Ambreiaj cu fricţiune plană.

C a z u l I (fig. 208). Se consideră că arborele condus se roteşte în gol, neglijîndu-se frecările din lagăr; în acest caz, trebuie învins numai momentul rezistent datorită forţelor de inerţie care se opun accelerării maselor în rotaţie şi există pierderi datorită frecărilor suprafeţelor de contact ale discurilor care se rotesc cu viteze diferite pînă la ajungerea la mişcarea de regim, adică $\omega_2 = \omega_1$. Arborele II intră într-o mişcare de rotaţie uniform accelerată pînă la sfîrşitul perioadei de am-

breiere. Se consideră forţa de apăsare aplicată la valoarea maximă şi constantă. La timpul T, de încheiere a procesului de ambreiere, nu mai există acceleraţie unghiulară, $\varepsilon=0$. Pînă la timpul T, acceleraţia este constantă ($\varepsilon=$ constant).

La un moment dat, la timpul t, viteza unghiulară a arborelui II — condus este $\omega_t = \varepsilon \cdot t$. Acceleraţia unghiulară se mai poate scrie cu relaţia $\varepsilon = \frac{M_t}{I}$ (cunoscută de la cursul de mecanică), în care M_t este momentul ce trebuie transmis şi I este momentul de inerţie total al maselor în rotaţie. Folosind această relaţie rezultă $\omega_t = \frac{M_t}{I} \cdot t = \frac{FR_m}{I} \cdot t$, în care s-a trecut $M_t = F \cdot R_m$; deoarece $F=\mu Q$ relaţia devine $\omega_t = \frac{\mu Q R_m}{I} t$; cînd timpul t devine T, atunci $\omega_t = \omega_1$ deci $\omega_1 = \frac{\mu Q R_m}{I} T$ sau $T = \frac{I\omega_1}{\mu Q R_m}$.

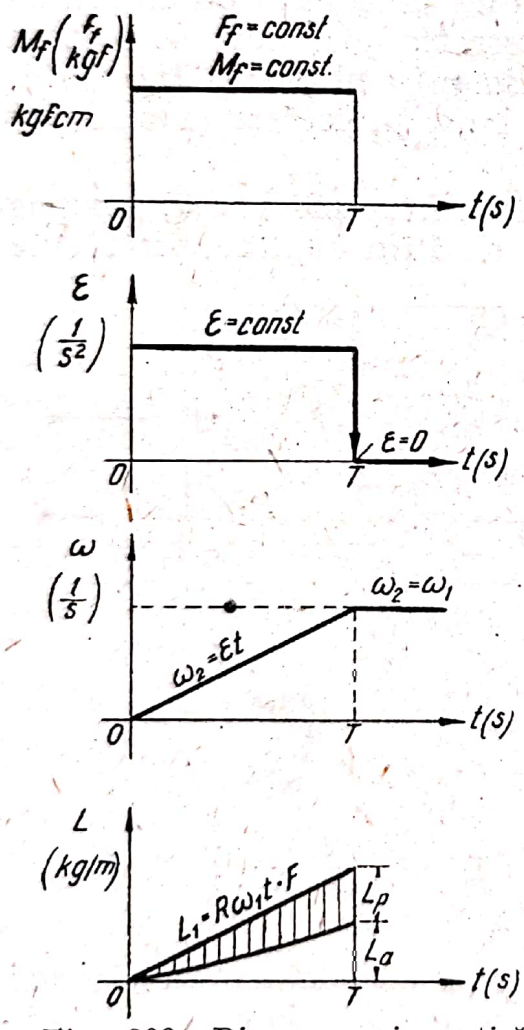


Fig. 208. Diagrama cinematică şi bilanţul energetic pentru cuplare în gol.

Analizînd această relaţie ce determină timpul (perioada) de ambreiere, rezultă:

Timpul de ambreiere este cu atît mai mic cu cît elementele de la numitor sînt mai mari. Trebuie folosite materiale de fricţiune cu coeficient de frecare cît mai mare, sau să se acţioneze cu forţe de apăsare Q mari, însă acestea trebuie limitate, deoarece dau eforturi sporite în elementele de maşini componente ambreiajului.

De asemenea, timpul de ambreiere T este cu atît mai mic cu cît raza este mai mare şi aceasta prezintă limite optime, avînd în vedere şi gabaritul construcţiei de maşini.

— Perioada de ambreiere T devine mare pentru viteze unghiulare ω_1 mari şi momente de inerţie ale maselor în rotaţie mari (I), ceea ce face să se folosească mase reduse, pentru a nu spori timpul de ambreiere.

Arborele motor pune la dispoziţie o energie L_1, care se consumă în două părţi: L_a energia absorbită de arborele condus (II) pentru accelerarea maselor în rotaţie, şi L_p care reprezintă pierderile prin frecări datorită variaţiei de viteză în timpul procesului de ambreiere. Aceste pierderi prin frecări se transformă în căldură ce se degajă din elementele ambreiajului prin iradiere. Din diagramă (fig. 208) rezultă $L_1 = L_a + L_p$, în care L_1 are o variaţie liniară deoarece $L_1 = F \cdot R \cdot \omega_1 \cdot t$, în care variabila este t, iar F, R, ω_1 sînt constante. Se consideră aplicarea forţei F brusc, ceea ce înseamnă că se produc şocuri formîndu-se vibraţii torsionale puternice la arborele II (condus). Primul şoc este foarte defavorabil, iar celelalte se repartizează şi la arborele motor; la sfîrşitul perioadei de ambreiere dispar acceleraţiile, $\varepsilon = 0$.

C a z u l II. Cazul general este ambreierea sub sarcină. Forţa de frecare F variază după o curbă reprezentată în figura 209.

Pînă la timpul t_0 arborele II (condus) rămîne în repaus, însă discurile se freacă între ele datorită diferenţei de viteză între ω_1 şi ω_2. La timpul t_0, cînd $F = F'$, începe să mişte arborele II.

Pentru demararea arborelui II, trebuie să se aplice o forţă $F > F'$, după care începe accelerarea maselor în rotaţie, pînă se atinge viteza $\omega_2 = \omega_1$. După timpul t_0, ambreierea poate fi asimilată cazului de mers în gol, fiind învins momentul rezistent util, iar acţionarea se face cu forţa $F - F'$.

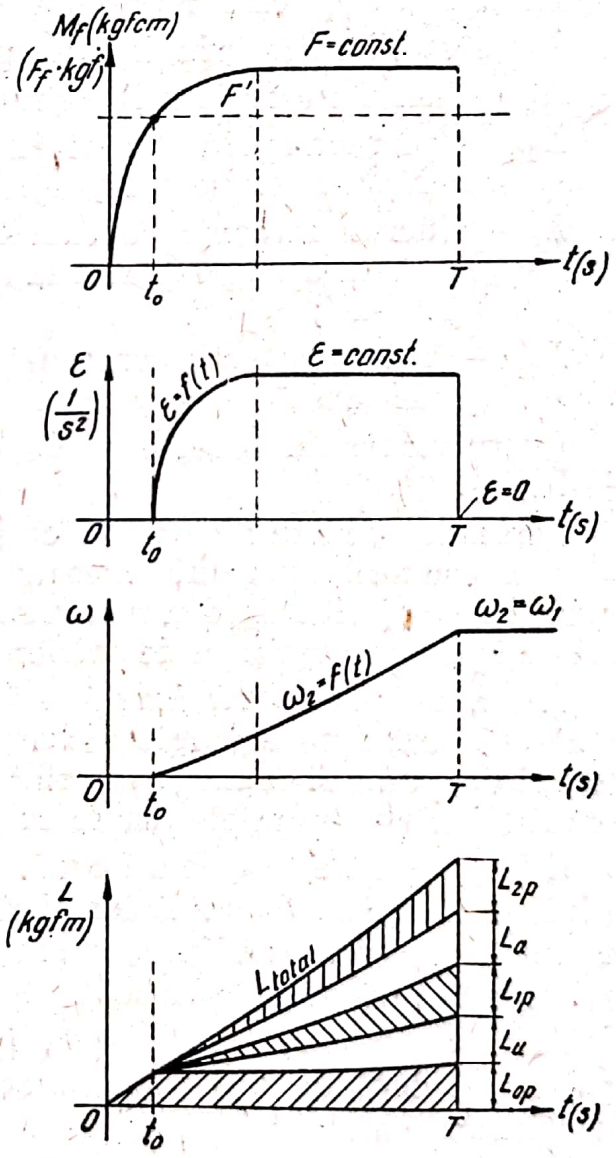


Fig. 209. Diagrama cinematică şi a bilanţului energetic pentru cuplare în plină sarcină.

Scanned with OKEN Scanner

Bilanţul energetic se prezintă astfel:

1. De la $0-t_0$, arborele II este în repaus şi arborele I se roteşte, energia L_{0p} se pierde prin căldură datorită frecării dintre discuri.

2. După depăşirea timpului t_0, o parte — L_u — din energie este consumată pentru învingerea rezistenţei utile, acţionîndu-se cu forţa F', iar plusul este consumat pentru accelerarea maselor în rotaţie, acţionîndu-se cu surplusul de forţă $F-F'$.

Deoarece în timpul ambreierii $\omega_2 \neq \omega_1$, întreg procesul se petrece cu frecări L_{1p}, L_{2p} între discuri, consumîndu-se din energia pusă la dispoziţie de arborele motor.

În figura 209 este reprezentat bilanţul energetic, în care:

L_{0p} sînt pierderi prin frecare, pe perioada $0-t_0$;

L_u — lucrul mecanic util consumat de arborele II;

L_{1p} — pierderi prin frecări în perioada t_0-T, cînd acceleraţia ε devine nulă, acţionîndu-se cu forţa F';

L_a — lucrul mecanic consumat pentru acceleraţia maselor în rotaţie pe perioada t_0-T, acţionîndu-se cu forţa $F-F'$;

L_{2p} — lucrul mecanic consumat prin frecări datorită variaţiei de viteză — pe perioada accelerării maselor în rotaţie.

Lucrul mecanic total este $L_{total} = L_{util} + L_{accel.\ maselor\ rotitoare} + L_{frecări}$.

Perioada de ambreiere T, creşterea vitezei arborelui condus, consumul lucrului mecanic în timpul perioadei de ambreiere, solicitările din mecanisme depind de valoarea şi modul de aplicare ale forţei de apăsare.

a. *Ambreiajul cu fricţiune plană* se compune din două discuri: unul este fixat pe arborele motor; al doilea, pentru cuplare şi decuplare, poate fi deplasat pe arborele condus de-a lungul penelor longitudinale — paralele prinse cu şuruburi în arbore.

E l e m e n t e d e c a l c u l. Pentru transmiterea momentului de răsucire, datorită forţei rezistente de frecare periferică cuprinsă în cercul mediu al suprafeţelor frontale ale discurilor, trebuie să se apese cu o forţă Q.

Forţa de frecare este $F=\mu Q$, în care μ este coeficientul de frecare ce depinde de natura materialului şi de condiţiile de funcţionare a ambreiajului.

Momentul de transmis este $M_t = F \cdot R_m = \mu Q R_m$, în care $R_m = \frac{R_e+R_i}{2}$ este raza cercului mediu al suprafeţei de fricţiune. Se

Scanned with OKEN Scanner

poate face o verificare a ambreiajului, la presiunea de contact pe suprafaţa de frecare:

$$p = \frac{Q}{\pi \cdot (R_e^2 - R_i^2)} = \frac{K \cdot M_t}{\pi (R_e^2 - R_i^2) \mu \cdot R_m} < p_a ;$$

$K > 1$ este coeficientul de siguranţă, avînd în vedere eventualele solicitări suplimentare, cu şocuri.

Între diametrul interior şi cel exterior al suprafeţei de frecare se ia $\frac{D_i}{D_e} = 0,6 \div 0,8$,

Pentru transmiterea momentelor de răsucire mai mari se folosesc ambreiaje cu fricţiune plane multilamelare (fig. 210). Acest ambreiaj are solidarizat cu fiecare din discuri cîte un

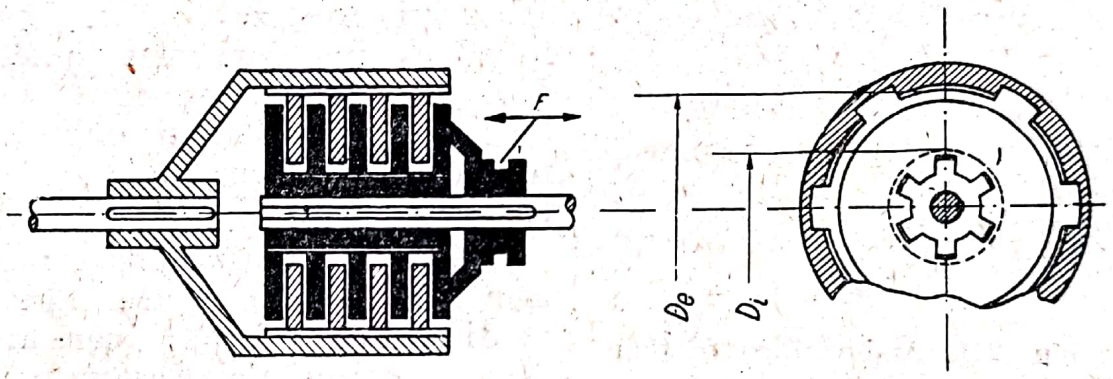


Fig. 210. Ambreiaj cu fricţiune plană, multilamelar.

grup de lamele din oţel intercalate, astfel că se măreşte suprafaţa de fricţiune; se poate transmite prin acesta un moment de răsucire mărit în raport cu creşterea suprafeţei de frecare totală. Dacă notăm cu m numărul lamelelor solidarizate cu discul motor şi cu c cele de pe discul condus, suprafaţa de frecare dintre două discuri fiind $\pi \cdot (R_e^2 - R_i^2)$ rezultă că suprafaţa totală este: $i \cdot \pi (R_e^2 - R_i^2)$, unde: $i = m + c - 1$.

Momentul de transmis este: $M_t = \mu i \cdot (R_e^2 - R_i^2) \cdot p_a \cdot R_m$.

Lamelele de oţel au o grosime de 0,2÷2,5 mm. Ele sînt prevăzute cu caneluri pentru a se solidariza cu discurile ambreiajului.

b. *Ambreiajul cu fricţiune conică* (fig. 211) se caracterizează prin forma conică a suprafeţei de contact supuse presiunii şi frecării. Acest ambreiaj prezintă avantajul că viteza arborelui condus creşte treptat, pînă ce atinge viteza arborelui motor.

La ambreiere (cuplare), prin apropierea şi apăsarea celor două discuri de lăţime b, nu se produc şocuri mari. Acest cuplaj se foloseşte frecvent la autovehicule şi maşini-unelte.

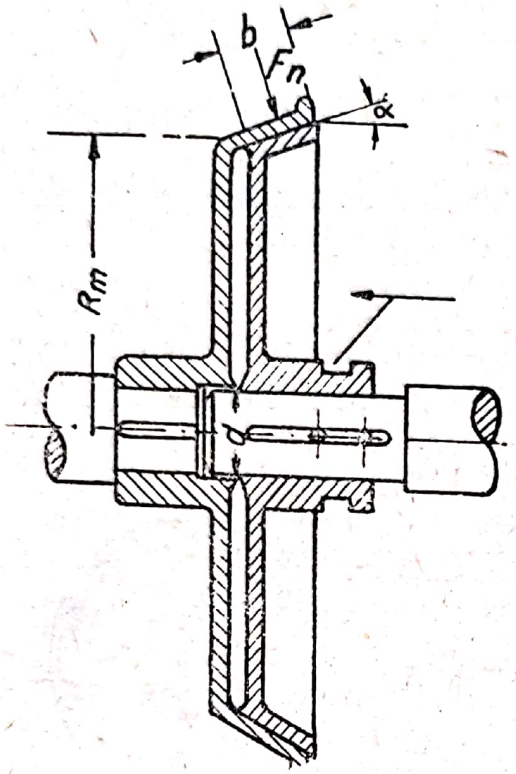


Fig. 211. Ambreiaj cu fricţiune conică.

E l e m e n t e d e c a l c u l. Calculul la ambreiajele conice se face pentru determinarea lăţimii b a suprafeţelor de fricţiune, avînd în vedere presiunea de contact precum şi momentul capabil de transmitere de la un arbore (I) la celălalt (II).

Unghiul de înclinare al suprafeţelor conice faţă de axa arborelui este $\alpha=7-15°$. Nu se admit unghiuri mai mici, deoarece se poate produce înţepenirea discurilor şi ambreierea (cuplarea-decuplarea) nu se face cu uşurinţă.

Pentru transmiterea momentului trebuie să se apese pe discuri cu o forţă Q, care are direcţia orizontală. Corespunzător acestei forţe acţionează pe suprafaţa de contact forţa normală Q_n, iar tangenţial se opune mişcării de cuplare forţa de frecare μQ_n.

Făcînd proiecţia pe orizontală a acestor forţe rezultă:

$Q-Q_n \cdot \sin\alpha-\mu Q_n \cos\alpha=0$, de unde $Q_n=\dfrac{Q}{\sin\alpha+\mu\cos\alpha}$.

Momentul de transmis este:

$$M_t=F\cdot R_m=\mu Q_n R_m=\frac{\mu Q R_m}{\sin\alpha+\mu\cos\alpha}=\mu'\cdot Q\cdot R_m,$$

în care s-a notat convenţional $\mu'=\dfrac{\mu}{\sin\alpha+\mu\cos\alpha}$.

Se constată că $\mu' > \mu$ deci, avînd în vedere relaţia dată la ambreiajul plan, rezultă că pentru aceeaşi forţă Q de apăsare şi rază medie a suprafeţei de frecare, se transmit momente de răsucire mai mari ($\mu' > \mu$), ca efect al înclinării suprafeţei de frecare.

Scanned with OKEN Scanner

Din relaţia momentului de răsucire se deduce forţa orizontală de apăsare:

$Q = \frac{M_t}{\mu R_m}(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$, iar momentul de răsucire $M_t = k \cdot 71\,620\,\frac{N}{n}$ (în funcţie de putere şi turaţie). Raza medie se ia constructiv $R_m = (3 - 5)d$ (arbore).

Luînd în considerare presiunea de contact, rezultă că forţa normală la suprafeţele de fricţiune are relaţia echivalentă $Q_n = 2\pi R_m \cdot b \cdot p$. Din aceasta se determină lăţimea b a suprafeţelor de fricţiune: $b = \frac{Q_m}{2\pi R_m p} = \frac{Q}{2\pi R_m p(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)}$.

c. *Ambreiajul cu fricţiune cilindrică* (fig. 212) se caracterizează prin faptul că suprafaţa de frecare este cilindrică. Pe suprafaţa cilindrică apasă 2 — 4 saboţi cu forţa Q_1 pe fiecare, pentru a se transmite momentul datorită forţei de frecare $F_1 = i\mu Q_1$, care acţionează periferic la suprafaţa de fricţiune.

Saboţii sînt acţionaţi prin arcuri care au o formă specială, avînd un capăt în legătură cu saboţii şi celălalt capăt în legătură cu o bucşă ce poate fi deplasată de-a lungul arborelui

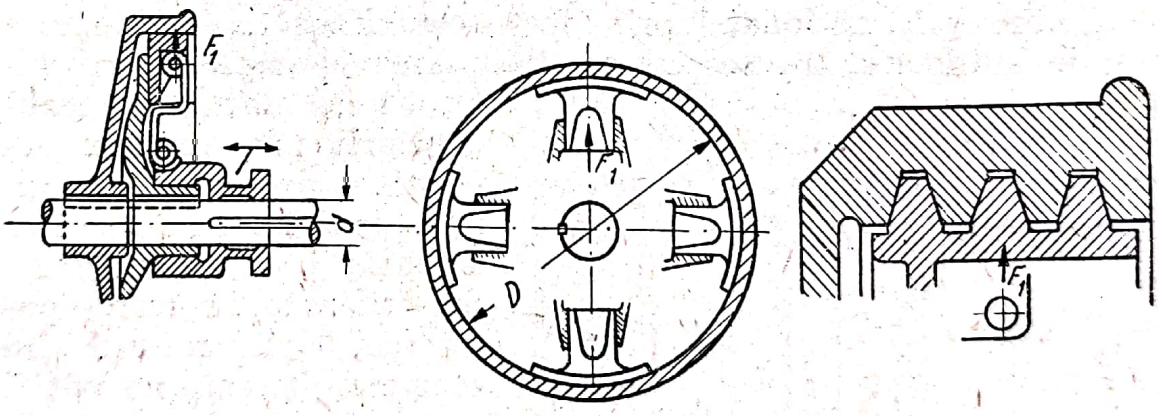


Fig. 212. Ambreiaj cilindric cu saboţi.

motor, pentru efectuarea cuplării şi decuplării. Saboţii se deplasează în direcţie radială prin ghidajele unui disc solidar cu arborele motor. Discul cu suprafaţa cilindrică de fricţiune este asamblat prin pene longitudinale pe arborele condus.

E l e m e n t e d e c a l c u l. Forţa periferică de frecare este $F = i\mu Q_1$, în care i este numărul saboţilor, μ — coeficientul de frecare şi Q_1 — forţa de apăsare pe un sabot.

Scanned with OKEN Scanner

Momentul de răsucire este dat de relaţia:

$$M_t = F \cdot \frac{D}{2} = i \mu Q_1 \frac{D}{2},$$ în care D este diametrul suprafeţei cilindrice de fricţiune.

Pentru transmiterea momentelor de răsucire mai mari se folosesc suprafeţe de fricţiune cu caneluri. Prin îmbinarea suprafeţelor de contact (flancurile înclinate ale canelurilor), se obţin forţe de frecare mai mari pentru aceeaşi forţă de apăsare.

În acest caz, notîndu-se $\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}$, momentul de răsucire devine mai mare ($\mu' > \mu$):

$$M_t = i \cdot \mu' \cdot Q_1 \cdot \frac{D}{2} = i \frac{\mu Q_1 D}{2(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}.$$

Acţionarea ambreiajelor cu fricţiune poate fi făcută în mod automat, datorită în general forţelor centrifugale. Asemenea cuplaje se utilizează în special acolo unde funcţionează două maşini la o instalaţie industrială. De exemplu, sînt instalaţii unde un motor acţionează continuu asupra arborelui principal, iar un al doilea motor, numit auxiliar, se cuplează automat, atunci cînd motorul principal începe să fie supraîncărcat.

Ambreiajele acţionate prin forţe centrifugale, numite ambreiaje automate, au scopul ca decuplarea şi cuplarea arborilor să se facă în cazul depăşirii unui număr determinat de rotaţii pe minut. Se folosesc pentru demarajul electromotoarelor trifazate, relativ puternice, cu rotorul în scurtcircuit, care nu pot fi conectate în plină sarcină, din cauza consumului mare de curent electric.

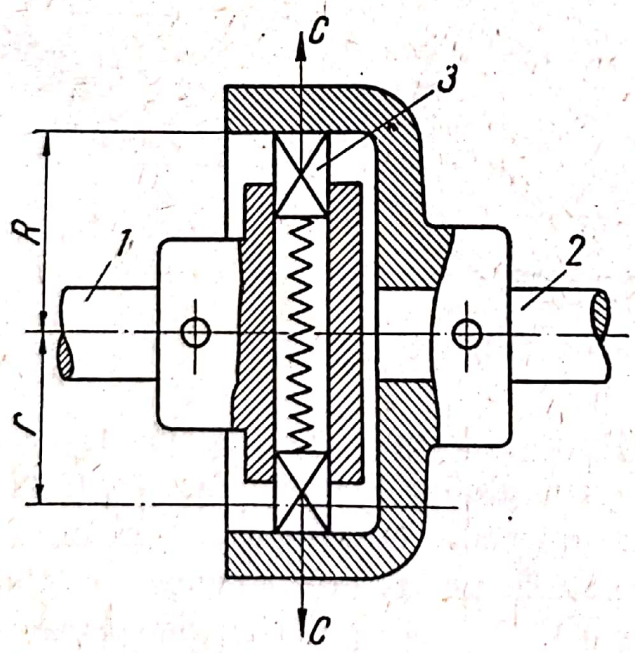


Fig. 213. Ambreiaj cilindric cu acţionare automată:
1 — şi *2* — arbori; *3* — saboţi.

În cazul ambreiajelor cilindrice cu saboţi, în care acţionarea se face datorită forţei centrifuge (fig. 213), relaţia de echivalare a momentelor rezistent şi de ambreiere rezultă:

Scanned with OKEN Scanner

$i\,(C - F) \cdot \mu \cdot R = 71\,620\,\frac{N}{n} \cdot K$, în care s-a notat:

$C = m \cdot R\omega^2$ — forța centrifugă ce revine unui sabot, în kgf:
F este forța elastică a resortului, în kgf;
R — raza suprafeței cilindrice de frecare, în cm;
i — numărul de saboți;
μ — coeficientul de frecare;
N — puterea, în CP;
n — rotații pe minut;
K — coeficientul de siguranță pentru transmiterea momentelor în cazul suprasolicitărilor;
m — masa saboților, în $\frac{\text{kgf}}{\text{cm s}^{-2}}$;
ω — viteza unghiulară, în $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$.

Folosind relația de mai sus se poate determina greutatea saboților și viteza unghiulară de ambreiere necesară pentru transmiterea momentului de răsucire M_t. Arcurile au rolul de a susține elastic saboții în apropierea suprafeței de frecare. Forța centrifugă, învingînd tensiunea din arcuri, apasă sabotul pe suprafața de frecare a discului condus, realizîndu-se astfel ambreierea și deci transmiterea momentului de răsucire.

12.4.4. **Cuplaje de siguranță.** Cuplajele de siguranță protejează mecanismele și motoarele electrice de suprasolicitările ce intervin în transmiterea mișcării.

Cuplajele de siguranță asigură transmiterea momentului de răsucire nominal (de regim) și se calculează pentru acest moment (fig. 214 și 215).

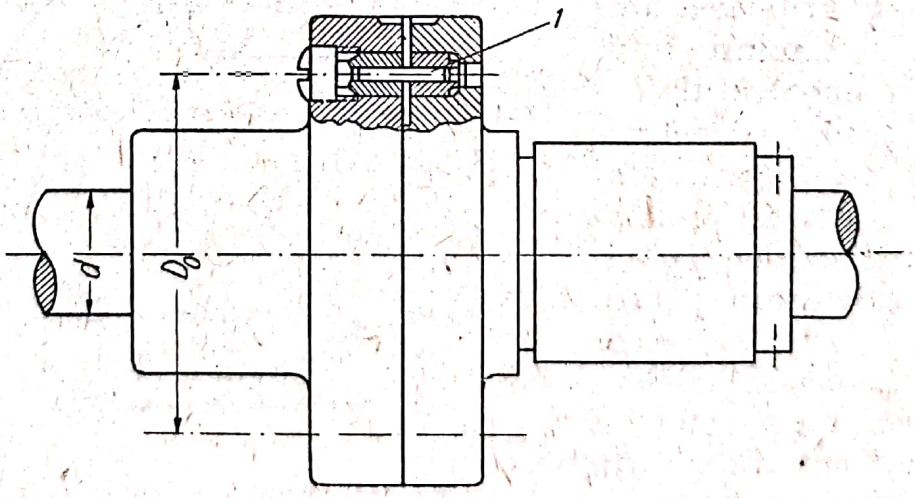


Fig. 214. Cuplaj de siguranță cu element de rupere:
1 — element de rupere.

Limitarea momentului de răsucire pe care trebuie să-l transmită cuplajul de siguranţă se realizează astfel:

— prin ruperea unor elemente cilindrice de oţel, în cazul suprasolicitărilor;

— prin ambreiaje de fricţiune (fig. 215), care sînt apăsate de un arc (*1*) cu o forţă reglată numai pentru transmiterea momentului de răsucire nominal (de regim). În cazul depăşirii acestui moment de răsucire, suprafeţele alunecă şi nu transmit suprasolicitările.

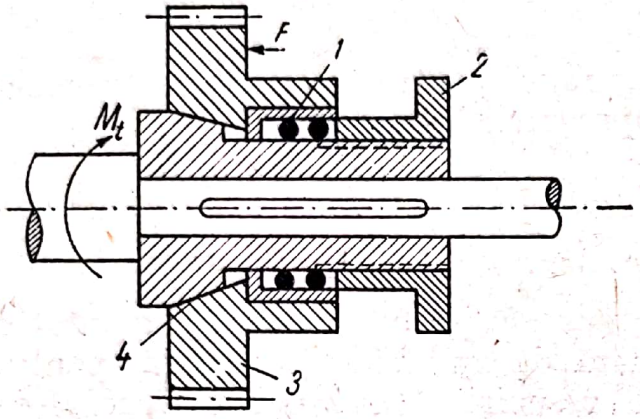


Fig. 215. Cuplaj de siguranţă cu suprafeţe de fricţiune:
1 — arc; *2* — bucşe; *3* — roată dinţată; *4* — suprafaţă de fricţiune.

În cazul cînd arborele condus trebuie antrenat într-un sens, se folosesc cuplaje cu cursă liberă (unilaterale).

Cuplajul cu cursă liberă (fig. 216) este compus dintr-o carcasă exterioară, o camă interioară, rolele cu tacheţi şi arcurile de susţinere. Construcţia acestui cuplaj este în aşa fel încît carcasa exterioară se poate roti liber faţă de cama interioară, fără a o antrena, deoarece rolele sub acţiunea arcurilor sînt în contact cu suprafeţele pieselor, fără a le bloca în perioada cursei libere. Arcurile au rolul de a asigura distribuirea uniformă a sarcinii între role în momentul cuplării, prin blocarea rolelor într-un spaţiu mai restrîns, dat de profilul camei. Arcul de apăsare se calculează pentru o forţă minimă, care asigură tocmai contactul rolelor cu cama şi carcasa; această forţă se determină pentru perioada cursei libere.

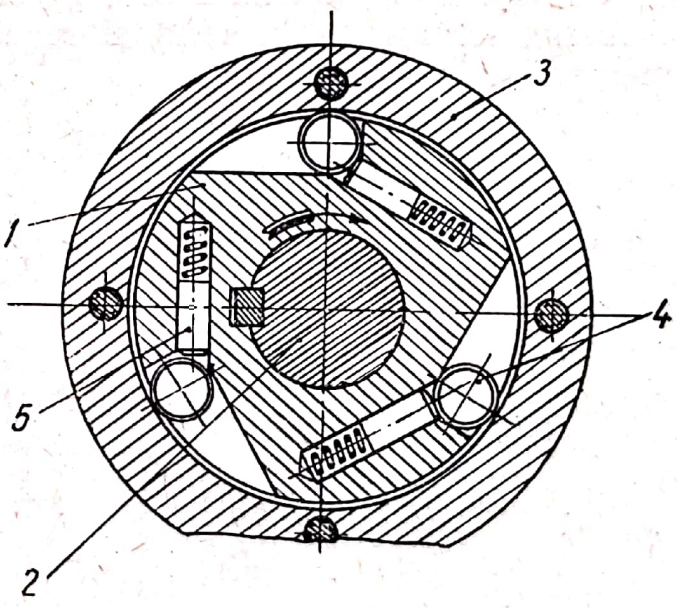


Fig. 216. Cuplaj cu cursă liberă:
1 — camă interioară; *2* — arbore; *3* — carcasă exterioară; *4* — role; *5* — tacheţi.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru o funcționare normală a cuplajului și pentru o reducere a pierderilor prin frecare, este necesar ca rola să se rotească în perioada cursei libere; pentru aceasta este necesar să se facă o prelucrare mai fină a suprafeței și să se aleagă un material corespunzător. Rolele se verifică la presiunea de contact.

E l e m e n t e d e c a l c u l. La cuplajul de siguranță cu element de rupere, momentul de răsucire dă o forță periferică F la cercul cu diametrul D_0 de montare a elementelor de rupere: $F = \frac{2 M_t}{D_0}$. Această forță solicită la forfecare i elemente, deci: $F = i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_0^2 \cdot \tau_{fr}$. Cu această relație se dimensionează elementul de rupere prin d_0, diametrul său, alegîndu-se ca material OL 38 cu $\sigma_r = 3\,800$ kgf/cm², iar $\tau_r = 0{,}7\ \sigma_r$. În general $i = 1$ (un element de rupere). La ambreiajele de fricțiune, pentru transmiterea unui moment nominal limitat, se calculează forța necesară de apăsare și cu această forță se dimensionează arcul elicoidal.

Forța de apăsare rezultă din relația: $Q = \frac{M_{t\,nominal}}{\mu \cdot R_m} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$, ca la ambreiajele conice.

Cunoscîndu-se forța Q, arcul elicoidal se dimensionează la răsucire $d_0 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Q \cdot R}{\tau_{at}}}$, în care R este raza de înfășurare a barei cu diametrul d_0 a arcului, $\tau_{at} = 4\,000 \div 6\,000$ kgf/cm². Săgeata de comprimare a arcului sub forța Q și în raport cu numărul spirelor este $f = \frac{64 \cdot n \cdot Q \cdot R^3}{G \cdot d_o^4}$.

Materiale folosite la construcția cuplajelor și ambreiajelor. Corpurile cuplajelor și ambreiajelor, datorită formei lor, se execută în general din Fc 00, Fc 18 (STAS 568-52). Pentru viteze periferice $v > 30$ m/s ale discurilor și pentru cuplajele supuse la șocuri, execuția acestora se face din oțel turnat sau oțel forjat, avînd în vedere forma constructivă.

Pentru ambreiajele cu fricțiune se aleg materialele în raport cu mărimea coeficientului de frecare adoptat în calculele de dimensionare.

Coeficientul de frecare depinde de mai mulți factori, printre care:

— natura materialului de la suprafața de frecare;

Scanned with OKEN Scanner

— presiunea dintre suprafeţele de fricţiune;
— viteza relativă de alunecare;
— temperatura suprafeţelor de frecare;
— calitatea prelucrării materialelor suprafeţei de fricţiune;
— condiţiile de ungere a suprafeţelor de frecare.

Materialele de fricţiune pentru ambreiaje folosite mai frecvent sînt:

— metale (oţel, fontă, bronz);
— azbest cu bachelită, presat hidraulic;
— ferodouri şi alte materiale de azbest (ţesături, împletituri, presat);
— piele, plută, lemn.

Materialele de fricţiune pe bază de azbest, din piele, plută, lemn sînt fixate numai pe suprafaţa unui disc şi sînt în contact cu celălalt disc din oţel sau fontă.

La alegerea materialului de fricţiune se are în vedere şi tipul constructiv de ambreiaj. Se dau unele exemple de materiale folosite la ambreiaje, valorile coeficientului de frecare şi presiunea admisibilă de contact a suprafeţelor de frecare.

În vederea calculului cuplajelor de fricţiune (ambreiaje) se aleg materialele de fricţiune şi în baza altor criterii afară de cele pe baza coeficientului de frecare. Astfel se apreciază materialul de fricţiune în privinţa rezistenţei sale la uzură, ceea ce înseamnă că se face pe baza lucrului mecanic specific de frecare în perioada de încheiere a cuplajului. Lucrul mecanic specific este lucrul mecanic de frecare la o cuplare, raportat la unitatea de suprafaţă de frecare $L_{sf} = \frac{L_f}{A_f}$. Acest lucru mecanic se consumă sub formă de căldură, de uzură a materialelor de fricţiune, precum şi pentru accelerarea maselor în rotaţie. Prin puterea specifică de frecare se înţelege lucrul mecanic la o cuplare, raportat la unitatea de suprafaţă de frecare şi la unitatea de timp $N_{sf} = \frac{L_s}{t} = \mu p_m v_m$. Această caracteristică calitativă a materialului de fricţiune se obţine mai greu, deoarece depinde de coeficientul de frecare şi viteza medie, care au valori variabile.

În cazul cuplajelor utilizate la maşinile grele, unde trebuie accelerate mase mari, caracteristica principală a materialului de fricţiune poate fi puterea specifică aferentă cuplului rezistent. Se înţelege prin puterea specifică aferentă cuplului rezistent puterea necesară la o cuplare pentru învingerea mo-

Scanned with OKEN Scanner

mentului rezistent util şi a inerţiei maselor accelerate a părţii conduse, raportată la unitatea de suprafaţă. Această putere specifică se poate determina experimental la un banc de probă, pentru diferite viteze unghiulare şi presiuni specifice.

Exemple de calcul.

Exemplul 1. Un ambreiaj cu lamele (oţel pe ferodou) avînd două suprafeţe de fricţiune ($i = 2$) poate transmite un moment de răsucire în stare de funcţionare de regim $M_0 = 8$ kgf m. Avînd în vedere condiţiile de exploatare se adoptă un coeficient de siguranţă $K = 1{,}5$.

Suprafaţa de fricţiune are $D_e = 200$ mm şi $D_i = 120$ mm. Se cere să se facă verificarea ambreiajului la presiunea de contact şi la încărcarea specifică.

Rezolvare:

a) Calculele se fac pentru $M = K \cdot M_o = 1{,}5 \cdot 800 = 1\,200$ kgf·cm

b) Verificarea la presiunea de contact se face cu relaţia

$$p = \frac{M_t}{\mu \cdot i \cdot \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2) \cdot R_m};$$

se iau $\mu = 0{,}25$ pentru oţel pe ferodou; $i = 2$;

$$R_m = \frac{R_e + R_i}{2} = \frac{100 + 60}{2} = 80 \text{ mm};$$

deci

$$p = \frac{1\,200}{0{,}25 \cdot 2 \cdot 3{,}14(10^2 - 6^2) \cdot 8} = 1{,}5 \text{ kgf/cm}^2 < p_a \; (p_a = 2{,}5 \text{ kgf/cm}^2).$$

c) Încărcarea specifică a ambreiajului:

$$L_s = \frac{M}{2A} = \frac{1\,200}{2 \cdot 3{,}14\,(10^2 - 6^2)} = 2{,}95 \text{ kgf/cm}^2$$ (admisibil pînă la 3,2 kgf/cm²); suprafaţa rezultată pentru 1 m kgf este:

$$A_{Ls} = \frac{1}{Ls} \cdot 100 = \frac{1}{2{,}95} \cdot 100 = 34 \text{ kgf/cm}^2$$

(admisibil minim necesar 32 kgf/cm²), luat din cataloage.

Exemplul 2. Să se calculeze forţa de apăsare (orizontală Q) şi să se dimensioneze lăţimea suprafeţei de fricţiune a unui ambreiaj conic care cuplează doi arbori capabili să transmită o putere $N = 15$ CP (inclusiv suprasolicitările) la turaţia $n = 500$ rot/min.

Scanned with OKEN Scanner

R e z o l v a r e:

a) Dimensionarea arborelui la torsiune:

$$W = \frac{M_t}{\tau_{at}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16},$$

de unde:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{at}}} = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

Aceasta rezultă prin înlocuirea lui $M_t = 71\,620 \frac{N}{n}$ și luînd pentru $\tau_{at} = 200$ kgf/cm², avînd în vedere că arborele mai are și alte solicitări.

Deci

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{15}{500}} = 3{,}7 \text{ cm}.$$

Se ia constructiv, avînd în vedere și locașul de pană, $d = 4$ cm.

b) Determinarea razei cercului mediu a suprafeței de fricțiune conică:

$$R_m = (3 \div 5)d; \text{ se ia } R_m = 4 \cdot d = 4 \cdot 4 = 16 \text{ cm}.$$

c) Determinarea forței orizontale de apăsare pe suprafața de contact

$$Q = \frac{M_t}{\mu \cdot R_m} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha).$$

Se alege materialul de fricțiune a ambreiajului fontă pe fontă, la care $\mu = 0{,}15$, iar suprafețele conice se execută cu o înclinare $\alpha = 10^0$:

$$M_t = 71\,620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{15}{500} = 2\,150 \text{ kgf cm},$$

$\sin 10^\circ = 0{,}174$; $\cos 10^\circ = 0{,}985$.

Înlocuind datele rezultate, se determină forța de apăsare:

$$Q = \frac{2\,150}{0{,}15 \cdot 16} (0{,}174 + 0{,}15 \cdot 0{,}985) = \frac{2\,150}{0{,}15 \cdot 16} \cdot 0{,}322 = 290 \text{ kgf}.$$

d) Determinarea lățimii b a suprafeței de frecare conică:

$$b = \frac{Q}{2\pi R_m \cdot p_a \cdot (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)} = \frac{290}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 16 \cdot 4 \cdot 0{,}322} = 2{,}25 \text{ cm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Se ia constructiv $b = 3$ cm; s-a luat $p_a = 4$ kgf/cm² pentru fontă pe fontă, la ambreiajul conic.

Exemplul 3. Să se determine momentul de răsucire capabil să fie transmis de arborii legaţi printr-un cuplaj de siguranţă cu element de rupere. Arborii sînt din oţel OL42 şi au un diametru $d = 40$ mm.

Să se dimensioneze elementul de rupere, avînd în vedere că arborii transmit mişcarea la un mecanism ce nu permite depăşirea momentului de răsucire capabil al arborilor.

Rezolvare:

a) Determinarea momentului capabil să fie transmis:

$$M_t = W_P \cdot \tau_{at} = \frac{\pi d^3}{16} \cdot 200 = \frac{\pi 4^3}{16} \cdot 200 = 2\,500 \text{ kgf cm.}$$

b) Dimensionarea elementului de rupere.

Se alege constructiv raza de montare a elementului de rupere: $R_0 = 2d = 2 \cdot 4 = 8$ cm.

Elementele de rupere se iau din OL38 cu:

$$\tau_r = 0{,}7\ \sigma_r = 0{,}7 \cdot 3\,800 = 2\,650 \text{ kgf/cm}^2.$$

Forţa periferică care foarfecă elementul de rupere este

$$F = \frac{M_t}{R_0} = \frac{2\,500}{8} = 312 \text{ kgf.}$$

Dimensiunea d a elementului de rupere se deduce din relaţia de calcul la solicitarea de forfecare, în care se ia în considerare efortul unitar de rupere la forfecare

$$F = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot \tau_r,$$

de unde:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot \tau_r}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 312}{3{,}12 \cdot 2\,650}} = 0{,}4 \text{ cm;}$$

$d_0 = 4$ mm.

13. ORGANELE TRANSMISIILOR MECANICE

Transmiterea mişcării şi a momentului de răsucire se poate face direct între doi arbori montaţi cap la cap, prin intermediul cuplajelor, sau indirect, prin intermediul unor organe de

Scanned with OKEN Scanner

transmisie, cînd arborii sînt aşezaţi la distanţă unul de altul, în poziţie paralelă, înclinată sau încrucişată în spaţiu.

Rolul organelor de transmisie este de a stabili legătura între cei doi arbori (de la care se primeşte mişcarea şi la care se transmite) cît şi de a schimba numărul de turaţii de la un arbore la celălalt într-un raport $i_{12} = \frac{n_1}{n_2}$ de transmitere.

Se deosebesc următoarele categorii de transmisii mecanice:

1. transmisia prin curele;
2. transmisia prin cablu;
3. transmisia prin lanţ;
4. transmisia prin roţi de fricţiune;
5. transmisia prin roţi dinţate.

Alegerea felului de transmisie mecanică depinde de condiţiile de funcţionare şi de tipul constructiv ale maşinilor şi mecanismelor şi de rolul acestor maşini. La orice transmisie, pentru calculul elementelor principale trebuie cunoscute următoarele date:

— puterea de transmisie şi turaţia arborelui principal;
— raportul de transmitere dintre turaţiile arborilor;
— randamentul transmisiei.

13.1. Transmisia prin curele

Curelele de transmisie. Caracterizare. Clasificare

Curelele de transmisie sînt elemente flexibile intermediare care asigură transmiterea puterii de la un arbore la altul, amplasaţi la distanţă.

Cureaua de transmisie se caracterizează prin faptul că este elastică, flexibilă şi continuă. Cureaua trebuie să adere cît mai bine pe suprafaţa periferică a roţii şi să reziste eforturilor la care este solicitată. Cureaua aderă la periferia roţilor de transmisie datorită întinderii iniţiale şi frecării care are loc pe partea de contact sub unghiurile α_1 şi α_2 de înfăşurare a curelei pe roată. Aderenţa curelei pe roată este cu atît mai mare cu cît întinderea iniţială a curelei, coeficientul μ de frecare şi unghiul de înfăşurare sînt mai mari.

Transmisia prin curele prezintă următoarele avantaje:

— construcţia simplă, deservire şi întreţinere uşoară, cu preţ redus;

Scanned with OKEN Scanner

— posibilitatea transmiterii mişcării la distanţe mari între doi arbori, sub un anumit raport al turaţiilor;

— funcţionarea fără şocuri, lipsită de zgomot, datorită elasticităţii curelei;

— limitarea suprasolicitării prin alunecarea (patinarea) curelei pe roata de transmisie.

Transmisia prin curele prezintă şi unele dezavantaje, de care trebuie să se ţină seamă la alegerea transmisiei, avînd în vedere scopul ansamblului maşinii unde se foloseşte:

— datorită unei alunecări elastice a curelei, raportul de transmitere dintre turaţiile arborilor nu se menţine constant;

— vitezele de transmis sînt limitate;

— nu pot transmite puteri mari, datorită caracterului limitat al forţelor de frecare;

— după un timp de funcţionare, cureaua prezintă deformaţii de alungire remanente (cureaua nu mai revine la starea iniţială), care micşorează aderenţa curelei pe roata de transmisie. Pentru restabilirea aderenţei, cureaua trebuie întinsă periodic, cu roţi ajutătoare de întindere sau prin deplasarea arborilor, respectiv a lagărului de susţinere a arborilor.

Curelele şi transmisiile prin curele se clasifică după următoarele criterii:

a) După materialul curelei sînt: curele din piele, păr, textile cauciucate, din material plastic, din metal sub formă de benzi subţiri.

b) După forma secţiunii curelei: curele late, trapezoidale, rotunde.

c) După modul de înfăşurare şi poziţia arborilor (paraleli sau neparaleli), transmisiile se clasifică în:

— transmisii paralele deschise (fig. 217);

— transmisii paralele încrucişate (fig. 218);

— transmisii paralele în trepte (fig. 219);

— transmisii neparalele încrucişate (fig. 220).

După cerinţele de exploatare şi de rezistenţă, curelele pot fi simple, duble, triple, suprapuse şi lipite (în cazul curelelor din piele).

13.1.1. **Transmisii prin curele late.** *Curelele din piele* sînt standardizate. Dimensiunile, diferitele categorii şi condiţiile de utilizare sînt date în STAS 615-49, iar modul de încercare şi condiţiile de recepţie, în STAS 758-49.

Cureaua este făcută din piele de bovină, din regiunea spinării tăbăcită cu tananţi şi se foloseşte pentru temperaturi

Scanned with OKEN Scanner

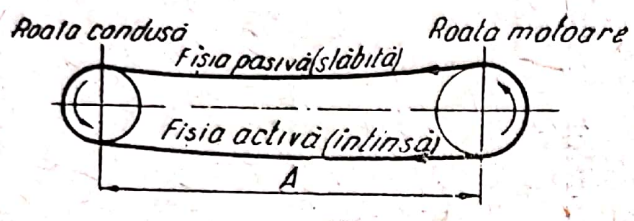


Fig. 217. Transmisie paralelă deschisă.

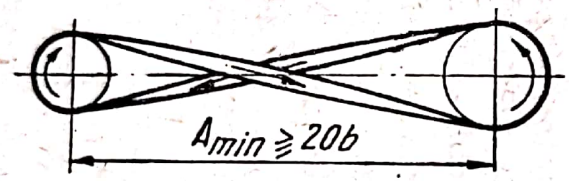


Fig. 218. Transmisie paralelă încrucișată.

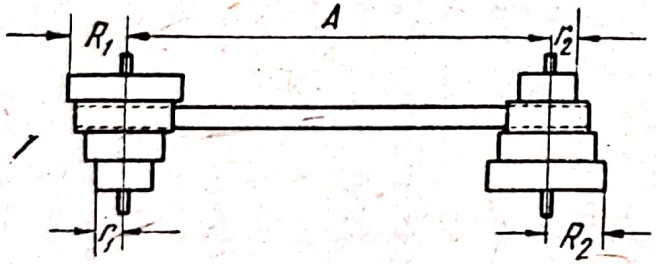


Fig. 219. Transmisie paralelă în trepte.

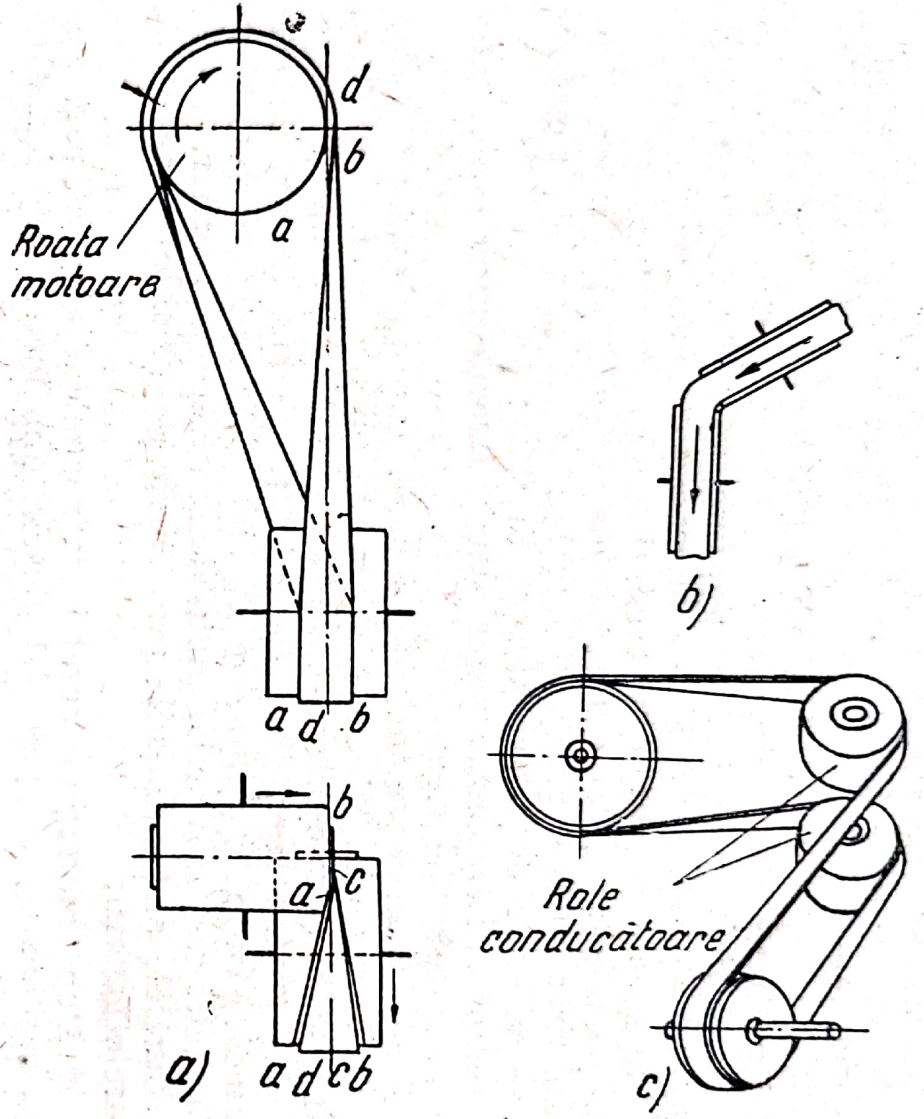


Fig. 220. Transmisie neparalelă încrucișată.

pînă la 60 °C. Pielea de bovină dă curele lungi de 2 m, late de 0,6 m şi groase de 4—8 mm. Pentru grosimi mai mari se suprapun şi se lipesc cu clei din oase de peşte. Curelele cu grosimi mai mari de 12—14 mm (curele duble, triple) nu mai sînt flexibile, aderenţa scade şi cresc eforturile de încovoiere ale curelei în porţiunea de înfăşurare. Pentru întreţinere, cureaua trebuie spălată cu apă şi săpun şi unsă puţin cu ulei special. Curelele din piele au modulul de elasticitate $E = 1\,000—2\,500$ kgf/cm², efortul de rupere $\sigma_r = 300$ kgf/cm², iar cel admisibil se ia $\sigma_a = 50 \div 60$ kgf/cm². Greutatea specifică a curelei din piele este $\gamma = 0{,}9 \div 1$ kgf/dm³.

Curele textile. Curelele late din bumbac, impregnate, sînt constituite din straturi de ţesătură şi apoi cusute. Acestea se impregnează cu o compoziţie specială, avînd la bază bitum — ozocherită. Se folosesc în medii uscate, pentru viteze pînă la 30 m/s şi pînă la temperaturi de 50 °C. Curelele de bumbac sînt mai puţin elastice decît cele din piele. Au o greutate specifică $\gamma = 0{,}95 \div 1{,}5$ kgf/dm³. Grosimea curelei este de 5—8 mm.

Curelele din bumbac neimpregnate, cu grosimi mici, sînt flexibile, se folosesc pentru viteze mai mari de 30 m/s şi se pot înfăşura pe roţi cu diametre mici. Au o greutate specifică $\gamma = 0{,}58$ kgf/dm³. Sînt sensibile la acţiunea vaporilor acizi sau bazici.

Curelele din mătase au o greutate specifică relativ mică $\gamma = 0{,}52$ kgf/dm³, iar efortul unitar de rupere este $\sigma_r = 280$ kgf/cm². Grosimea curelei este de 0,5—1,5 mm.

Curelele din in sînt foarte rezistente, avînd $\sigma_r = 580$ kgf/cm² şi greutatea specifică $\gamma = 0{,}5$ kgf/dm³.

Curelele din cînepă au $\gamma = 0{,}5$ kgf/dm³ şi $\sigma_r = 630$ kgf/cm².

Curelele ţesute din păr, impregnate cu substanţe speciale, pot avea lăţimea de 50—500 mm. Se folosesc pentru viteze mai mici de 30 m/s, sînt rezistente la acţiunea vaporilor acizi sau bazici. Aceste curele au $\gamma = 1{,}1$ kgf/dm³ şi $\sigma_r = 300$ kgf/cm².

Curelele cauciucate sînt formate din mai multe straturi (inserţii) de materiale textile, legate între ele cu gumă. Au greutatea specifică $\gamma = 1{,}2$ kgf/dm³ şi efortul unitar de rupere $\sigma_r = 400$ kgf/cm²; grosimea curelei este de 4—6 mm.

Curelele ţesute din lînă impregnată cu miniu de fier şi ulei de in fiert, rezistă la umiditate, temperaturi ridicate, acizi, praf. Se folosesc la viteze pînă la 30 m/s. Îmbinările capetelor curelei se fac prin încleiere, prin coasere sau prin îm-

Scanned with OKEN Scanner

binări metalice (agrafe, şuruburi, plăci). Îmbinarea trebuie să reziste, să prezinte o suprafaţă netedă, să poată fi montată uşor.

Transmisia cu benzi metalice se foloseşte pentru puteri mari, peste 50 CP, la viteze pînă la 45 m/s. Benzile metalice sînt din oţel de calitate, cu $\sigma_r = 15\,000$ kgf/cm² şi de grosime 0,2—1 mm, pentru a prezenta uşurinţă de înfăşurare pe roţile de transmisie.

Curelele din mase plastice (policlorură de vinil) sînt rezistente la uzură şi au o durată de funcţionare mai mare decît celelalte curele din piele sau textile. În R.P.R. sînt introduse asemenea curele în special în industria carboniferă.

Elemente de calcul. Determinarea raportului de transmitere. Se notează raportul de transmitere $i_{12} = \frac{n_1}{n_2}$, în care n_1 este turaţia arborelui motor şi n_2 a arborelui condus.

Viteza periferică la roata motoare este $v_1 = \omega_1 R_1$, iar la roata condusă viteza $v_2 < v_1$, deoarece pe porţiunea de înfăşurare a curelei pe roată sînt alunecări elastice (alungire şi contracţie elastică), care micşorează viteza transmisă la roata condusă cu $\varepsilon = 5—15^0/_{00}$.

Deci:

$$v_2 = (1 - \varepsilon)v_1 \text{ sau } \omega_2 \cdot R_2 = (1-\varepsilon)\,\omega_1 \cdot R_1,$$

sau, avînd în vedere că vitezele unghiulare sînt proporţionale cu turaţiile, se poate scrie $n_2 \cdot R_2 = (1 - \varepsilon)n_1 R_1$ şi

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{1}{(1-\varepsilon)} = \frac{1}{(1-\varepsilon)} \cdot \frac{D_2}{D_1}.$$

Raportul de transmitere în condiţii bune de funcţionare poate fi:

$$i_{12} = 1 \div 7.$$

Solicitări în curea (fig. 221). Cureaua este solicitată la eforturi normale în secţiune, rezultate din:

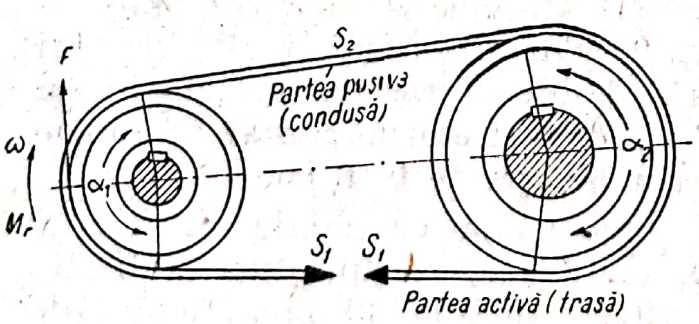


Fig. 221. Transmisie prin curele late.

— întinderea curelei prin acţiunea forţei active S_1, care solicită cureaua cu efortul σ_t;

— încovoierea curelei pe porţiunea înfăşurată pe roată, care solicită cureaua cu efortul σ_i;

— întinderea curelei datorită forţelor centrifuge,

rezultate din mișcarea de rotație a curelei pe porțiunea înfășurată pe roata de transmisie, care solicită cureaua cu efortul σ_c.

Cureaua trebuie să reziste la toate aceste eforturi normale în secțiune: $\sigma_t + \sigma_i + \sigma_c < \sigma_a$,

de unde: $\sigma_t < \sigma_a - \sigma_i - \sigma_c$,

adică efortul unitar de întindere dat de forța S_1 din curea trebuie să fie mai mic decît efortul unitar admisibil redus cu valorile ce revin eforturilor date de încovoiere a curelei și forțele centrifuge. Pentru starea de repaus, forțele din curea sînt cele de întindere inițială: $S_1 = S_2 = S_0$. Pentru starea de funcționare $S_1 > S_2$, adică ramura motoare activă a curelei este mai solicitată decît cea condusă: $S_1 = S_0 + \frac{F}{2}$ și $S_2 = S_0 - \frac{F}{2}$, unde F este forța utilă periferică la roata de transmisie, $F = S_1 - S_2$.

Raportul dintre S_1 și S_2, avînd în vedere unghiul de înfășurare pe roata motoare și frecarea (μ), se prezintă prin relația $S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\alpha_1}$, în care α_1 se ia în radiani, iar $e = 2{,}71$. Factorul $e^{\mu\alpha_1}$ se determină prin calcul sau se ia din tabele în raport cu unghiul de înfășurare (α_1) și coeficientul de frecare μ. Folosind relațiile de mai sus se ajunge la determinarea forței $S_1 = \frac{e^{\mu\alpha_1}}{e^{\mu\alpha_1} - 1} \cdot F$. Dacă se dau puterea de transmis și viteza periferică, forța utilă periferică este $F = \frac{75\,N}{v}$, iar la forța S_1 cureaua trebuie să reziste la întindere:

$$S_1 = s \cdot b \cdot \sigma_t = \frac{e^{\mu\alpha_1}}{e^{\mu\alpha_1} - 1} \cdot \frac{75\,N}{v}.$$

În general, grosimea este aleasă, deoarece este limitată după natura materialului și diametrul șaibei. Rămîne să se dimensioneze lățimea, știind că:

$$\sigma_t \leqslant \sigma_a - \sigma_i - \sigma_c, \text{ deci } b = \frac{75\,N}{s \cdot v} \cdot \frac{e^{\mu\alpha_1}}{(e^{\mu\alpha_1} - 1)} \cdot \frac{1}{(\sigma_a - \sigma_i - \sigma_c)},$$

sau dacă se face o verificare la întindere:

$$\sigma_t = \frac{75\,N}{s \cdot b \cdot v} \cdot \frac{e^{\mu\alpha_1}}{(e^{\mu\alpha_1} - 1)} < (\sigma_a - \sigma_i - \sigma_c),$$

în care:

$$\sigma_i = \frac{s}{D} \cdot E \quad \text{și} \quad \sigma_c = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g}.$$

Scanned with OKEN Scanner

În relații s-au folosit ca unități de măsură: pentru dimensiuni cm, pentru forțe kgf, pentru eforturi unitare kgf/cm², pentru viteze m/s, pentru accelerații m/s² și pentru greutăți specifice kgf/dm³.

Calculul unghiului de înfășurare. Cureaua paralelă deschisă se înfășoară pe periferia roții mici sub un unghi mai mic de 180°, iar pentru cureaua încrucișată cu un unghi mai mare de 180°, adică unghiul $\alpha_1 = 180 \mp \beta$ pentru cele două transmisii, paralelă deschisă și respectiv încrucișată. Unghiul rezultă din raportul dintre diferența razelor (catetă) și distanța A dintre centrele roților (ipotenuza), din relațiile stabilite la un triunghi dreptunghic:

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2A};$$

cum unghiul este mic, în radiani se poate scrie $\beta = \frac{D_2 - D_1}{A}$

sau în grade $\beta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{D_2 - D_1}{A} \cong 60 \frac{D_2 - D_1}{A}$.

Calculul lungimii curelei. Cureaua are lungimea compusă din partea de înfășurarea pe roți și cele două ramuri. Folosind relațiile din triunghiul dreptunghic în care ramura este o catetă sub un unghi $\frac{\beta}{2}$, iar distanța dintre centre A, ipotenuza, rezultă $L = \frac{D_1}{2}\alpha_1 + \frac{D_2}{2}\alpha_2 + 2A \cos \frac{\beta}{2}$, în care α_1 și α_2 sînt date în radiani și $\frac{\beta}{2} = \text{arc sin } \frac{D_2 - D_1}{2A}$, în grade.

Coeficientul de frecare depinde de materialele folosite, de viteză, de unghiul de înfășurare $\mu = \mu_0 + 0{,}012\ V$, în care:
$\mu_0 = 0{,}22$ pentru curele din piele;
$\mu_0 = 0{,}30$ pentru curele din bumbac;
$\mu_0 = 0{,}35$ pentru curele cauciucate.

Randamentul transmisiei prin curele $\eta = \frac{N_u}{N_c} = 0{,}94 \div 0{,}98$.

Randamentul este raportul dintre puterea utilă și cea consumată în întreaga transmisie. Acesta depinde de lunecarea elastică, de patinarea curelei și de frecarea din lagăre.

Calculul acțiunii curelei asupra arborelui pe care este montată roata de transmisie (fig. 222).

Scanned with OKEN Scanner

Cureaua este solicitată în ramurile ei de forţele S_1 şi S_2 sub un unghi de înfăşurare α.

Rezultanta acestor forţe apasă pe arbore:

$$R^2 = S_1^2 + S_2^2 - 2S_1 \cdot S_2 \cos \alpha.$$

Pentru calculul practic se consideră $\alpha = 180°$, deci $i_{12} = 1$.

În acest caz, $R = S_1 + S_2 = \left[\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1} + \frac{1}{e^{\mu\alpha}-1}\right] \cdot F = \frac{e^{\mu\alpha}+1}{e^{\mu\alpha}-1} \cdot F;$

deoarece $e^{\mu\alpha} = 2$, rezultă $R = 3F$, forţa care acţionează arborele, respectiv lagărele.

În figura 223 se reprezintă diferite sisteme de înnădire a curelei late de transmisie.

Exemplu de calcul. Să se verifice cureaua lată de la o transmisie paralelă deschisă, avînd următoarele date:

— puterea de transmisie, $N = 6$ CP;

— turaţia arborelui motor, $n_1 = 900$ rot/min;

— turaţia arborelui condus, $n_2 = 300$ rot/min;

— diametrul roţii motoare, $D_1 = 200$ mm;

— distanţa între axa arborilor, $A = 1\,560$ mm;

— grosimea curelei, $s = 0{,}5$ cm;

— lăţimea curelei, $b = 10$ cm.

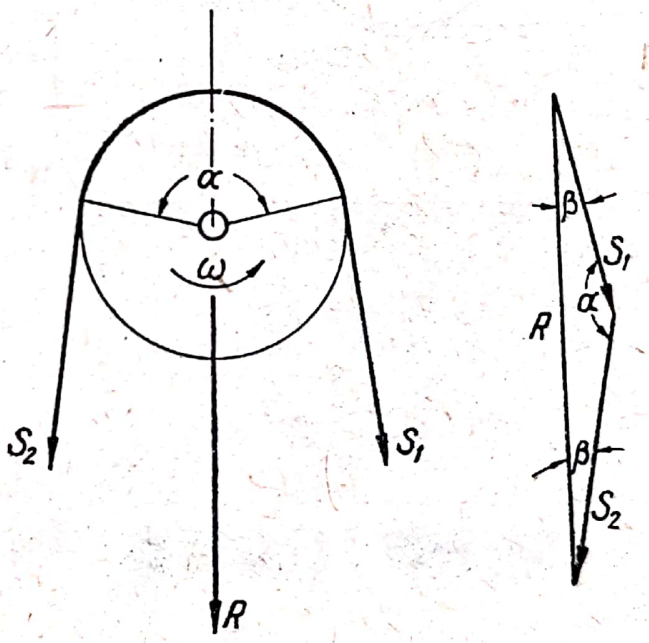


Fig. 222. Acţiunea curelei asupra arborelui. Rezultanta forţelor S_1 şi S_2.

Rezolvare:

— Determinarea forţei S_1 active:

Cureaua este solicitată la întindere de forţa

$$S_1 = \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1} \cdot F,$$

în care forţa utilă periferică $F = \frac{2 \cdot M_t}{D_1} = \frac{2 \cdot 71\,620\, N}{D_1 \cdot n} =$

$$= \frac{2 \cdot 71\,620 \cdot 6}{20 \cdot 900} = 48 \text{ kgf}.$$

Calculul lui $e^{\mu\alpha}$, în care:

$$\mu = 0{,}22 + 0{,}012 \quad v = 0{,}22 + 0{,}012 \frac{\pi \cdot D_1 \cdot N_1}{60} =$$

$$= 0{,}22 + 0{,}012 \frac{3{,}14 \cdot 0{,}2 \cdot 900}{60} = 0{,}22 + 0{,}113 = 0{,}33,$$

iar $\alpha = 180° - \beta$, cu $\sin \frac{\beta}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2A}$.

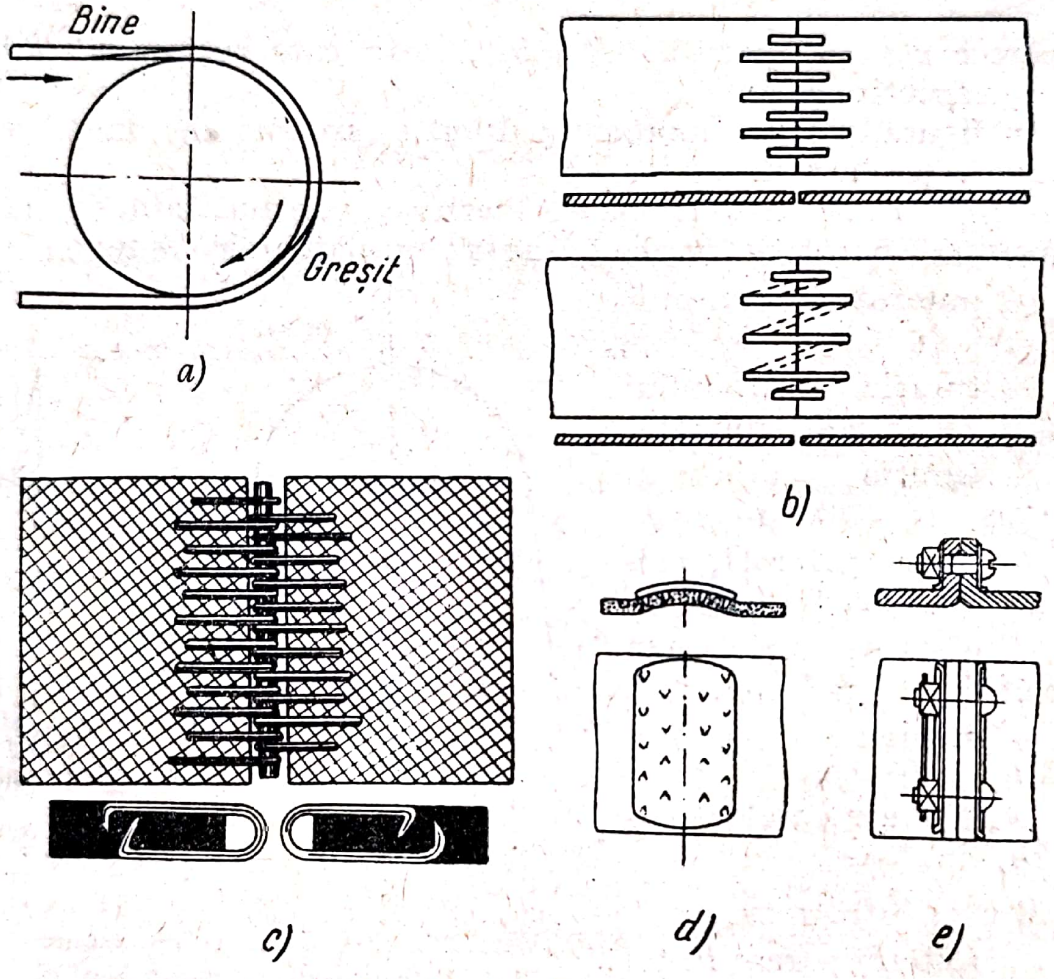


Fig. 223. Înnădirea curelei late de transmisie :
a — prin lipire; *b* — prin coasere; *c* — cu agrafe; *d* — cu plăci metalice: *e* — cu șuruburi.

Din relația $n_2 D_2 = (1 - \varepsilon) n_1 D_1$ se află $D_2 = (1 - \varepsilon) \frac{n_1}{n_2} \cdot D_1 =$

$= (1 - 0{,}015) \frac{900}{300} \cdot 200 = 590$ mm, deci $\sin \frac{\beta}{2} = \frac{590 - 200}{2 \cdot 1560} = 0{,}125$, de unde $\frac{\beta}{2} = 7°10'$ și $\beta = 14°20'$, iar unghiul de înfășurare $\alpha =$

$= 180° - 14°20' = 165°40'$. Unghiul de înfășurare se ia în radiani: $\alpha = \frac{165°40' \cdot \pi}{180} = 2,88$ radiani.

Expresiei $Z = e^{\mu\alpha} = 2,71^{0,33 \cdot 2,88}$ i se aplică logaritmii

$$\log Z = 0,33 \cdot 2,88 \cdot \log 2,71 = 0,97 \cdot 0,433 = 0,42,$$

$$Z = \text{antilog } 0,42 = 2,65,$$

$$S_1 = \frac{2,65}{2,65 - 1} \cdot 48 = 77 \text{ kgf.}$$

Verificarea curelei la întindere. $\sigma_t = \frac{S_1}{s \cdot b} = \frac{77}{0,5 \cdot 10} = 15,4$ kgf/cm², admisibil, deoarece $\sigma_t < \sigma_a - \sigma_i - \sigma_c$.

Pentru cureaua din piele și cu datele problemei, rezultă:

$$\sigma_a = 60 \text{ kgf/cm}^2;$$

$$\sigma_i = \frac{s}{D_1} E = \frac{5}{200} \cdot 1\,500 = 37,5 \text{ kgf/cm}^2;$$

$$\sigma_c = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{1 \cdot 9,42^2}{10 \cdot 9,81} = 0,9 \text{ kgf/cm}^2.$$

Înlocuind în relația de mai sus, rezultă că transmisia a fost bine dimensionată.

13.1.2. **Transmisia prin curele trapezoidale.** Curelele trapezoidale (fig. 224) se execută din pînză cauciucată, prin care trec fire de cord, pentru a asigura rezistența la întindere. Cureaua se execută continuă, dintr-o bucată, fără capete libere pentru înnădire, ceea ce prezintă o mai mare siguranță și durată în exploatare. Curelele trapezoidale se folosesc pentru viteze sub 30 m/s, pentru a evita efectele defavorabile ale acționării forței centrifuge. Curelele trapezoidale sînt standardizate în raport cu profilul curelei. Transmisia prin curele trapezoidale prezintă următoarele avantaje:

— construcție simplă, întreținere ușoară;
— transmisie elastică lipsită de zgomot;
— se poate folosi pe roți mici, sub un unghi mai mic de înfășurare;
— distanțe reduse între axe;
— raportul de transmitere poate ajunge pînă la $i_{12} = 14$;
— randament mai bun, pierderi mai mici prin alunecarea curelei pe roată;
— rezistență mai mare la umiditate.

Scanned with OKEN Scanner

Elemente de calcul. Curelele sînt solicitate la întindere datorită înfăşurării pe roată, cureaua trapezoidală are solicitări de încovoiere mai mari, fiind mai groasă decît cele plate. De asemenea, vitezele mari influenţează asupra solicitării curelei, datorită forţei centrifuge. Aceste solicitări reduc rezistenţa admisibilă a curelei şi deci: $\sigma_t < \sigma_a - \sigma_i - \sigma_c$. La curelele trapezoidale, calculul este simplificat prin aceea că se dă în STAS 1164-50 capacitatea portantă N_1 capabilă pentru o curea trapezoidală şi, în raport cu puterea de transmis, se calculează numărul Z de curele necesare transmiterii puterii N (CP).

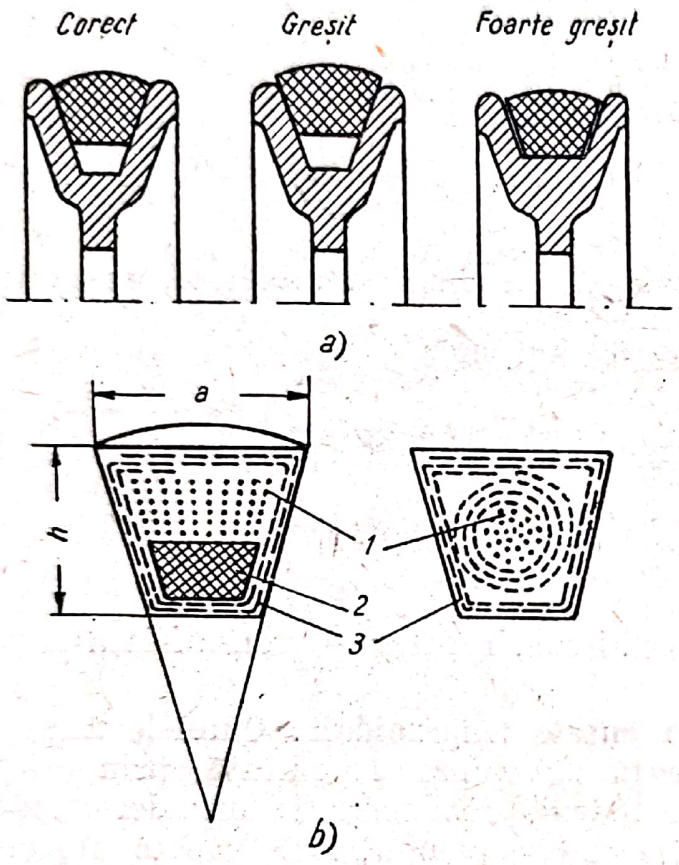


Fig. 224. Curele trapezoidale:
a — montajul curelei; *b* — elemente componente ale curelei; *1* — fire de cord; *2* — cauciuc; *3* — ţesături de bumbac-cauciucat.

Puterea de transmis $N = Z \cdot N_1 K_1 K_2$, în care Z este numărul de curele; N_1 — puterea specifică, în CP.; K_1 — coeficientul corectiv care depinde de unghiul de înfăşurare; pentru $\alpha = 180°$, $K_1 = 1$; pentru $\alpha < 180$ corespunde $K_1 < 1$; K_2 — coeficient corectiv ce depinde de caracterul sarcinii şi modul de acţionare, $K_2 = 0{,}6 \div 1$; $K_2 = 1$ pentru condiţii bune de funcţionare. La curele se mai face o verificare la frecvenţa îndoirilor conform STAS 1083-50: $u = \frac{2v \cdot 1\,000}{L_c}$, în care v, în m/sec, este viteza periferică, iar L_c, în mm, lungimea curelei.

Sînt admise următoarele valori: $u < 25$ îndoituri/s pentru curele de lăţime $a \leqslant 10$ mm; $u < 30$ îndoituri/s pentru curele de lăţime a $\geqslant 13$ mm.

13.1.3. **Roţile transmisiilor prin curele.** Roţile pentru curele de transmisie sînt organele pe care se înfăşoară curelele ce transmit puterea de la un arbore la altul, situaţi la distanţă.

Scanned with OKEN Scanner

Roata de transmisie are următoarele elemente: obada (*1*) (partea periferică a roții), butucul (*3*) (partea de montare pe arbore) și brațele sau discul de legătură (*2*) dintre butuc și obadă (fig. 225).

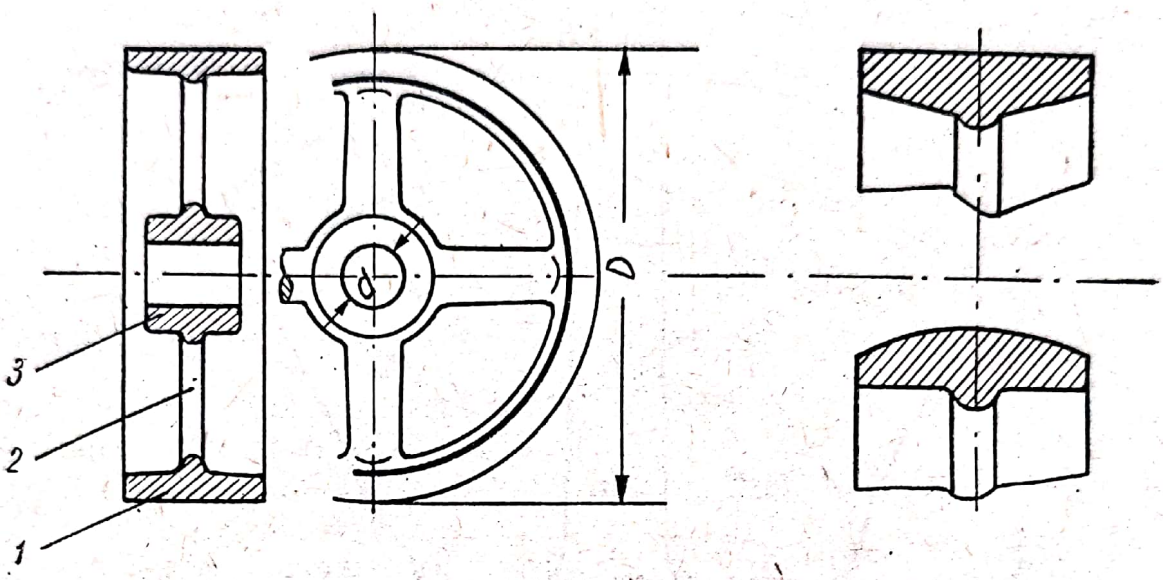


Fig. 225. Roți pentru transmisia prin curele.

Roțile se execută din fontă, oțel turnat, metale ușoare (aluminiu), lemn, mase plastice. Pentru viteze mai mari de 30 m/s se folosește oțelul turnat, iar pentru viteze și mai mari, aliaje de aluminiu (fiind ușoare). Roțile executate din table sudate sînt mai economice, ușoare, rezistente și se pot utiliza la viteze mai mari.

Roțile cu diametrul de $2 \div 6$ m se execută din două bucăți, îmbinate prin șuruburi, de-a lungul a două brațe (spițe). Roțile cu o lățime mai mare de 300 mm se execută cu două rînduri de brațe. Roțile se fixează pe arbori prin pene longitudinale. Pentru o stabilitate bună a curelei pe roată, obada roții se execută bombată, cu o prelucrare fină pe suprafața periferică.

Elemente de calcul și date constructive. Diametrul roții se calculează în raport cu puterea de transmis și turația $D = (1\,000 \div 1\,200)\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$, în care N în CP, n în rot/min, iar D rezultă în mm.

Numărul de brațe $i = \left(\frac{1}{6} \div \frac{1}{7}\right)\sqrt{D}$, în care D se ia în mm.

Pentru $i < 3$ se face construcția plină cu disc și uneori găurită pentru a ușura greutatea roții.

Grosimea obezii se calculează în raport cu diametrul, avînd în vedere materialul din care se execută roata. Pentru roată din lemn, obada are grosimea $s' = \frac{D}{40} + 20$ mm.

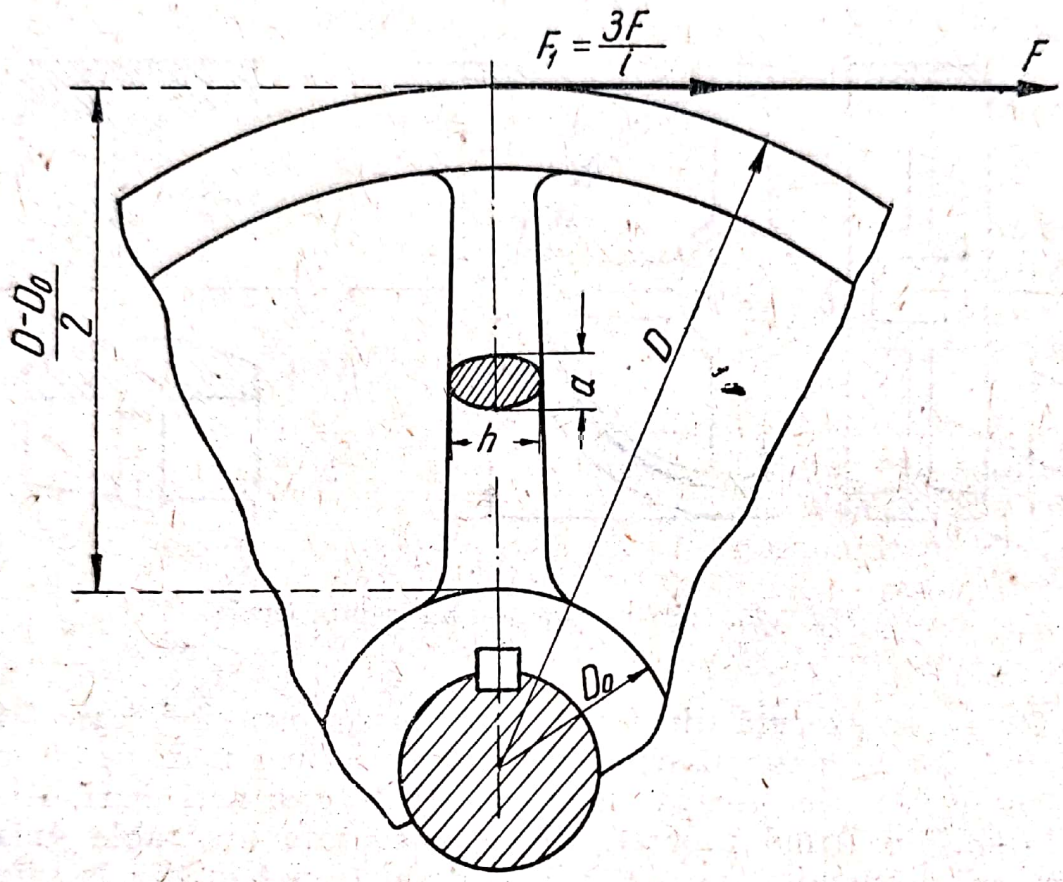


Fig. 226. Solicitarea brațelor de la roțile de transmisie.

Pentru roata din fontă și oțel turnat $s' = \frac{D}{200} + 3$ mm, iar înălțimea părții bombate $s_0 = \frac{B}{100} + 1$ mm, în care B este lățimea roții.

Lățimea roții $B = 1{,}1\,b + 10$ mm, în care b este lățimea curelei late.

— Brațele se calculează la încovoiere (fig. 226).

Solicitarea mai defavorabilă este lîngă butuc, unde momentul încovoietor este maxim. În calcul, se consideră că forța periferică acționează asupra unei treimi din numărul brațelor. Sînt și alte solicitări suplimentare, date de forțele centrifuge, tensiunile interne de turnare, deformațiile pe brațe, pentru

care se adoptă un coeficient de siguranţă mai mare. La un braţ (spiţă) revine deci o forţă $F_s = \frac{F}{\frac{i}{3}} = \frac{3 \cdot 71\,620\,N}{i \cdot \frac{D}{2} \cdot n}$.

Această forţă dă un moment încovoietor:

$$M_i = F_s \cdot \frac{D - D_o}{2} = W \cdot \sigma_{ai},$$

în care D_o este diametrul butucului şi se ia în raport cu diametrul arborelui $D_o = 1{,}8d$; D este diametrul roţii, iar W este modulul de rezistenţă pentru secţiunea braţului. Pentru secţiunea eliptică $W = \frac{\pi}{32} ah^2$, se ia constructiv $a = 0{,}4\ h$.

Pentru fontă se admite $\sigma_{ai} = 300 \div 400$ kgf/cm², iar pentru oţel turnat $\sigma_{ai} = 400 \div 600$ kgf/cm².

Lîngă obadă, braţele sînt mai puţin solicitate şi se ia $a_o = 0{,}8\ a$ şi $h_o = 0{,}8\ h$.

Obada se calculează la întindere; neglijînd alte solicitări suplimentare, se ia în considerare numai forţa centrifugă

$$\sigma = \frac{\gamma \cdot v^2}{10\,g},$$

în care γ, în kgf/dm³, este greutatea specifică pentru obadă, v, în m/s; g, în m/s²; rezultă σ în kgf/cm².

Roţile pentru curelele trapezoidale (fig. 277) au lăţimea $B = (Z-1)\ p + 2e$, în care Z este numărul curelelor, p distanţa

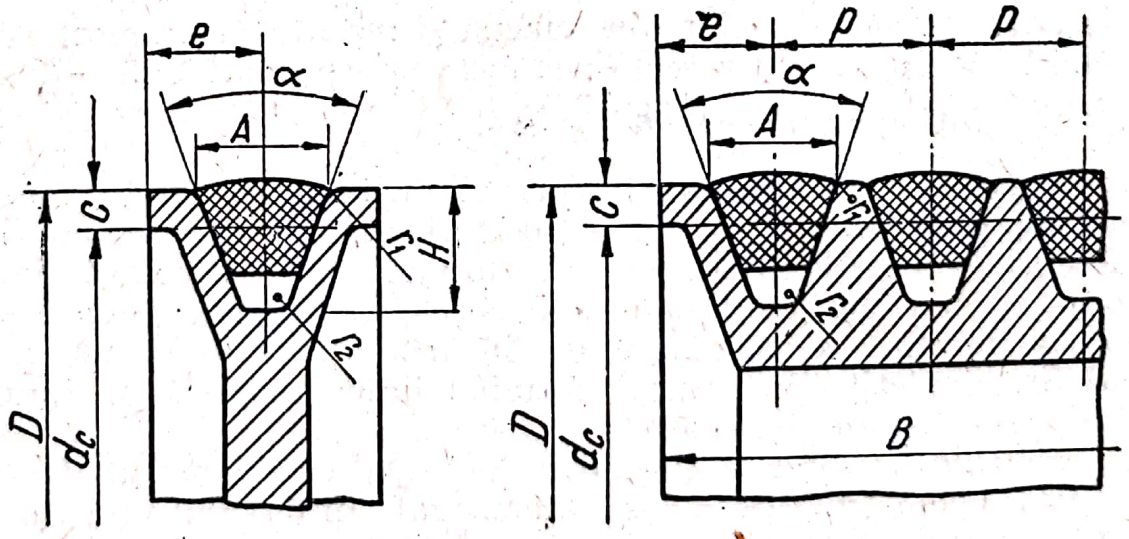


Fig. 227. Roţile pentru curele trapezoidale.

dintre curele, e distanța ultimelor rînduri de curele față de margine. În STAS 1162-50 sînt date dimensiunile, forma canalelor și a roții.

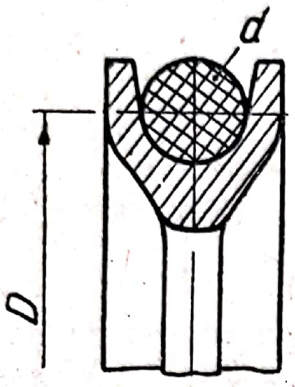


Fig. 228. Roțile pentru curele rotunde.

Roțile pentru curele rotunde (fig. 228) au diametrul $D = (20 \div 30)\ d$, în care d este diametrul curelei rotunde. Asemenea transmisii prin curele rotunde se folosesc la mașini cu putere mică, mașini de cusut, de șlefuit, în ateliere de mecanică fină, la mașinile de frezat din laboratoarele dentare.

Lungimea butucului la roțile de transmis este $L = (1{,}2 \div 1{,}5)\ d$.

13.2. Transmisia prin cablu

Caracterizare. Elemente de calcul

Transmisiile prin cablu se folosesc pentru distanțe de la 10 la 1 000 m. Cablurile se sprijină pe roți intermediare. Se folosesc transmisiile prin cablu la instalațiile de funiculare, la mașini de ridicat și transportat.

Cablurile se execută din textile și din oțel. Cablurile din textile se mai numesc funii și se folosesc la sarcini mai mici. Ele se confecționează din mai multe fire care se răsucesc formînd două, trei sau mai multe toroane; acestea se răsucesc între ele, formînd cablurile.

Cablurile textile sînt din cînepă și rezistă la un efort admisibil numai 2/3 din secțiunea netă a cablului. Calculul se face la întindere $F = 0{,}66\ \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sigma_{at}$.

Cablurile se înfășoară pe corpuri cilindrice, numite tobe, care au diametrul $D = (20 \div 40)\ d$, în care d este diametrul cablului. Cablurile din oțel sînt formate prin răsucirea (împletirea) mai multor toroane din oțel, iar fiecare toron este format din fire de oțel răsucite. În general, cablurile au central fire împletite din cînepă, formînd inima centrală, în jurul căreia se răsucesc toroanele.

Cablurile de oțel se înfășoară pe tobe cu diametrul $D = (400 \div 600)\delta$, în care δ este diametrul firului de oțel din care se formează toroanele (fig. 229 și 230).

Scanned with OKEN Scanner

Calculul cablului se face avînd în vedere solicitarea dată de întindere şi încovoiere pe porţiunea de înfăşurare pe tobă

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_i = \frac{F}{i \cdot \pi \frac{\delta^2}{4}} + K \cdot E \cdot \frac{\delta}{D},$$

în care:

F este forţa totală de tracţiune;

i — numărul total de fire de oţel;

δ — diametrul firului, în cm;

E — modulul de elasticitate, în kgf/cm²;

D — diametrul tobei, în cm;

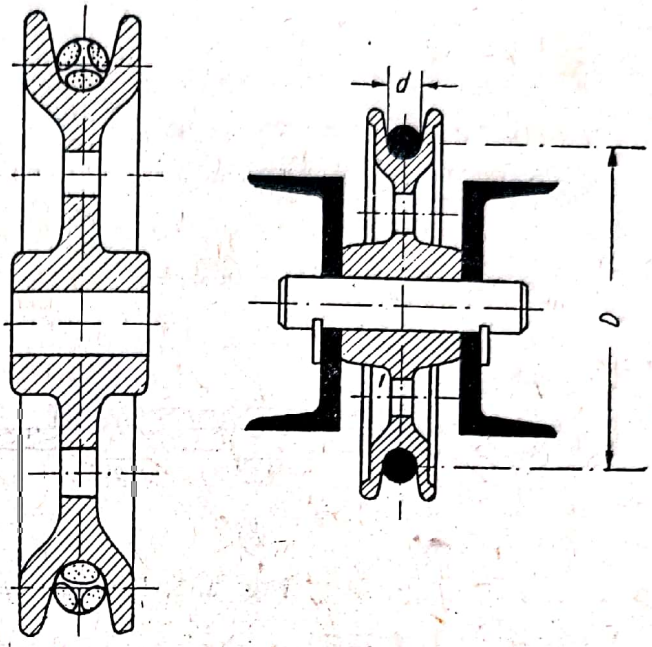


Fig. 229. Roţi pentru transmisie prin cablu.

K (0,5 ÷ 1), coeficient de corecţie, în funcţie de durata şi condiţiile de funcţionare.

La instalaţiile de transport din minele de cărburi se folosesc cabluri din mase plastice (din nailon), care înlocuiesc cu mult succes pe cele de oţel. Cablurile din nailon sînt mai uşoare, mai rezistente la uzură şi au o durată mai mare de funcţionare.

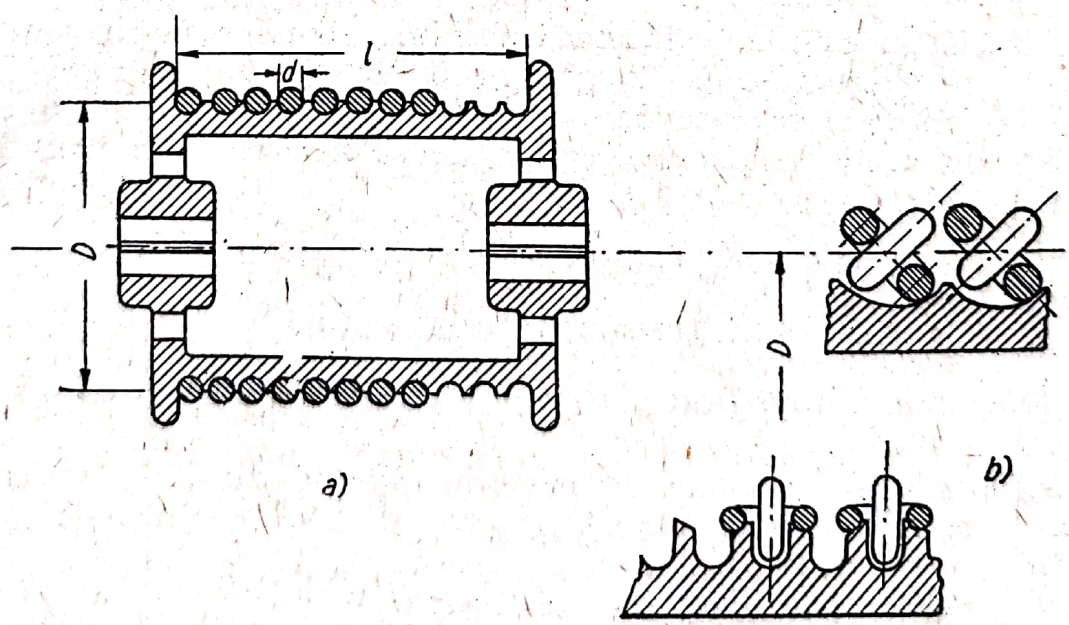


Fig. 230. Tobe pentru transmisii prin cablu (*a*) şi lanţ (*b*).

Scanned with OKEN Scanner

Înnădirea și fixarea cablurilor. Înnădirea cablurilor este necesară pentru a obține lungimi mari de cabluri, folosite la transmisiile de la funiculare și pentru distanțe mari între or-

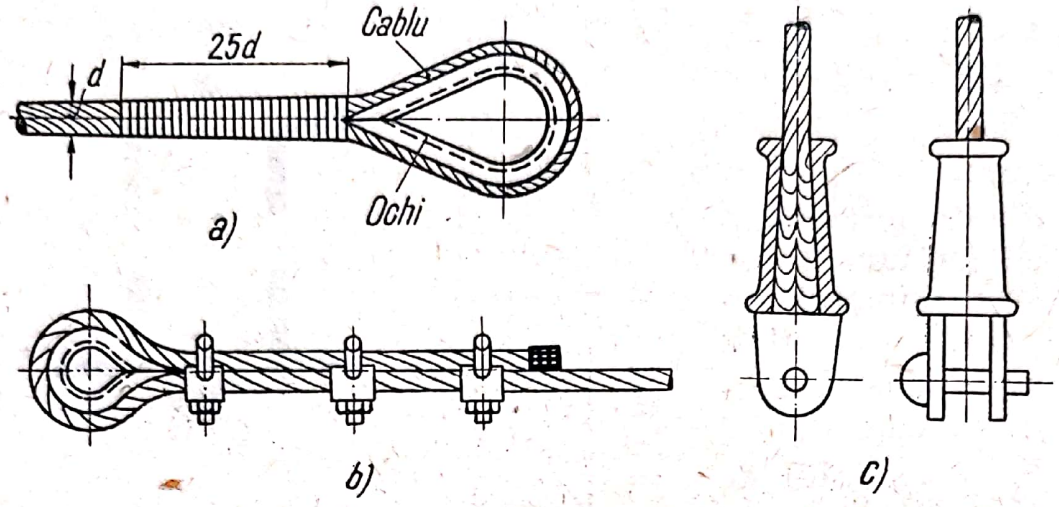


Fig. 231. Fixarea cablurilor.

ganul motor și cel condus. Firele și toroanele capetelor cablurilor de înnădit se împletesc după o metodă specială, astfel ca să rezulte un cablu unic. Fixarea capetelor cablurilor se face prin mai multe feluri; un alt sistem este trecerea cablului peste o piesă executată special în formă de ochi, pentru capătul cablului, care se înfășoară într-o scobitură periferică după profilul cablului. Capătul îndoit al cablului se leagă cu sîrmă (fig. 231, *a*) sau se strînge printr-un sistem cu șuruburi (fig. 231, *b*).

Alt sistem este introducerea cablului într-un manșon conic; sîrmele se despletesc pe lungimea cît este cablul introdus în manșon. Sîrmele se încovoaie ca niște cîrlige și peste ele se toarnă un aliaj de plumb, care fixează capătul cablului în manșon (fig. 231, *c*).

13.3. Transmisia prin lanțuri

Caracterizare. Clasificare. Elemente constructive și de calcul

Lanțurile sînt organe de mașini formate din zale articulate între ele și sînt folosite pentru transmiterea mișcării și forțelor.

Transmisia prin lanț se realizează prin întrepătrunderea ochiurilor lanțului cu proeminențele de la periferia roților,

care, pus în mișcare, rotește roata condusă într-un raport constant al turațiilor.

Transmisia prin lanț prezintă următoarele avantaje:

— posibilitatea transmiterii puterilor mari;

— realizarea rapoartelor de transmitere mari, pînă la $i_{12} = 10$;

— folosirea roților de lanț cu diametre mici;

— îmbinarea capetelor de lanț se face ușor.

Ca dezavantaj, transmisia cu lanț funcționează cu zgomot și organele transmisiei sînt supuse la uzură.

Transmisiile cu lanț se folosesc pentru distanțe pînă la 6 m, la diferite instalații de transmisie, ca: mașini rutiere de construcții, instalații de foraj petrolier, mașini agricole, mașini de ridicat, motociclete, biciclete etc.

Organele principale ale unei transmisii prin lanț sînt:

1. lanțurile de transmisie;
2. roțile pentru lanț.

1. Din punct de vedere constructiv se deosebesc următoarele tipuri de lanț:

a) lanțuri cu zale ovale (fig. 232);

b) lanțuri cu eclise (plăcuțe) (fig. 233);

c) lanțuri cu forme speciale (fig. 234).

a. *Lanțurile cu zale ovale* sînt executate din oțel rotund, cu diametrul d, care este sudat la capete în formă de zale. Lanțurile se înfășoară pe tobe cu diametrul $D = 20\ d$, fără proeminențe, și se folosesc pentru viteze pînă la 3 m/s la instalațiile de ridicat.

Lungimea interioară a zalei constituie pasul p al zalelor. După pasul zalelor, se deosebesc:

— lanțuri cu zale scurte, unde $p = 2{,}5\ d$;

— lanțuri cu zale lungi, unde $p = 3{,}5\ d$.

După modul de execuție, se deosebesc: lanțuri calibrate și lanțuri necalibrate.

Zalele pot avea forma ovală simplă sau transversală (fig. 235).

Lanțurile sînt supuse la solicitări de întindere.

Calculul se face cu relația $F = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sigma_{at}$, cu care putem face dimensionarea barei rotunde sau verificarea la întindere $\sigma_t < \sigma_{at}$. În relația dată s-a notat cu F forța ce solicită lanțul

Scanned with OKEN Scanner

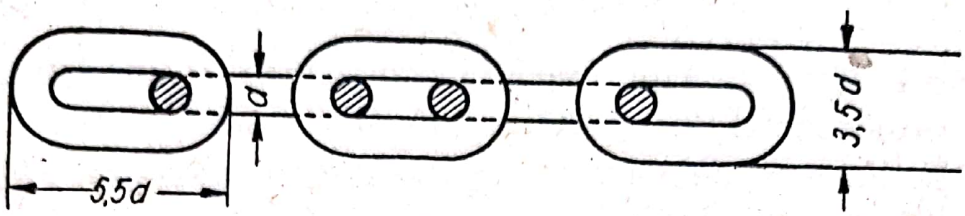


Fig. 232. Lanț cu zale ovale.

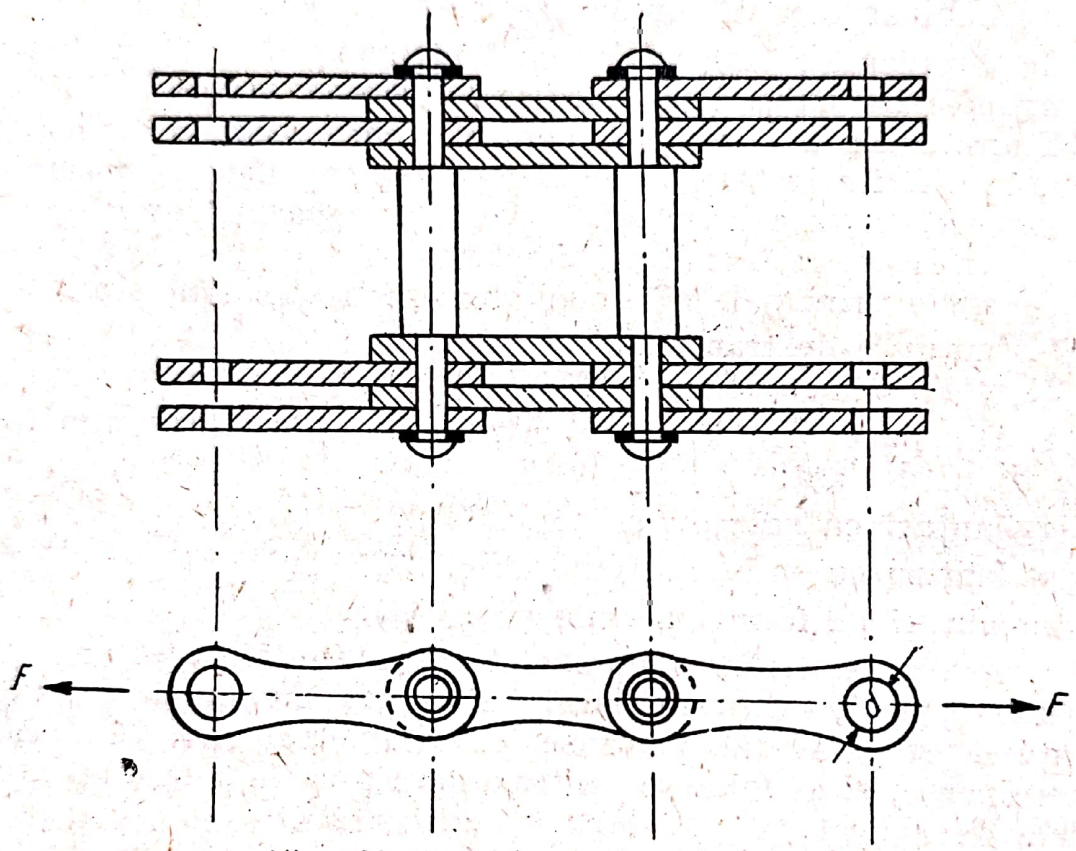
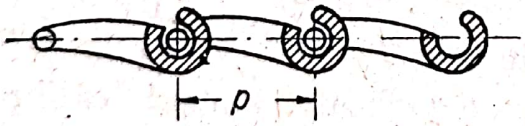


Fig. 233. Lanțuri cu eclise articulate.



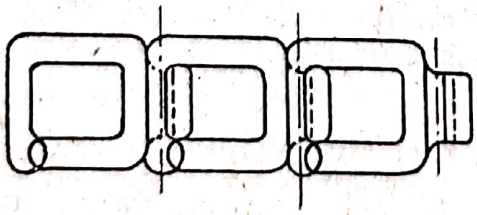


Fig. 234. Lanț special cu zale cu cîrlig.

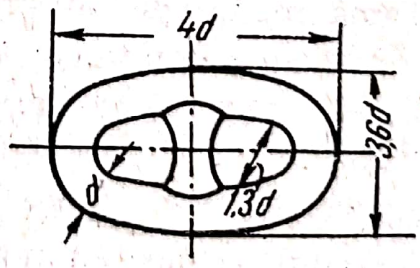


Fig. 235. Zală cu traversă.

de întindere, d — diametrul barei rotunde; zala avînd două secţiuni de rupere s-a luat $A = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}$.

Efortul admisibil $\sigma_{at} = 300 \div 600$ kgf/cm^2.

Valorile mici se iau pentru transmisii acţionate mecanic, cu şocuri, iar valorile mari se iau pentru transmisii acţionate manual, la viteze mici.

b. *Lanţurile cu eclise (plăcuţe) articulate,* numite şi lanţuri Gall, sînt formate din plăcuţe de oţel, aşezate paralel şi echidistante, fiind fixate prin bolţuri care se nituiesc la capete. Se folosesc pînă la viteze de 0,5 m/s, în oţelării, turnătorii, forje, preluînd sarcini mari şi prezentînd o siguranţă mai mare în exploatare.

Lanţurile cu eclise trebuie întreţinute, ungîndu-le periodic, pentru a micşora frecările şi uzurile de la articulaţii şi în vederea creşterii durabilităţii de funcţionare.

Lanţurile cu eclise articulate prezintă avantaje faţă de celelalte tipuri:

— funcţionare mai liniştită;
— siguranţă mai mare în exploatare;
— randament mai bun;
— ocupă un spaţiu mai restrîns.

Calculul lanţurilor cu eclise articulate se face avînd în vedere presiunea de contact p în articulaţii, precum şi solicitarea de întindere din plăcuţe.

Relaţia după care se face calculul la presiunea de contact este: $F = i \cdot d \cdot s \cdot p$, în care F este forţa ce acţionează asupra lanţului, i — numărul de plăcuţe cuprinse pe cele două articulaţii de pe un bolţ, d — diametrul din articulaţii şi s — grosimea unei plăcuţe. Presiunea admisibilă de contact este $p_a = 1\,000$ kgf/cm^2.

Pentru solicitările de întindere există relaţia $F = i\,(h-d)\,s \cdot \sigma_{at}$, în care h este lăţimea unei plăci în dreptul secţiunii slăbite, cu diametrul d din articulaţii.

Lanţurile sînt standardizate prin STAS 3006-52 şi 2607-51.

c. *Lanţurile speciale.* Pentru unele transmisii se folosesc lanţuri de construcţie specială. Astfel sînt lanţurile cu şenile, care au zalele de formă specială, iar cu ajutorul unor roţi de ghidare înaintează vehiculul. Asemenea lanţuri se folosesc la maşinile rutiere cu şenile, la unele tractoare etc.

Alt tip de lanţ de construcţie specială este lanţul cu zale cu cîrlig. Asemenea lanţuri se folosesc la acţionarea elevatoarelor, transportoarelor etc.

Scanned with OKEN Scanner

13.3.1. **Roţile pentru transmisiile prin cablu şi lanţ.** Cablul şi lanţul pentru transmisie se înfăşoară pe roţi şi pe corpuri cilindrice, numite tobe, care au la periferia lor un profil corespunzător (fig. 236).

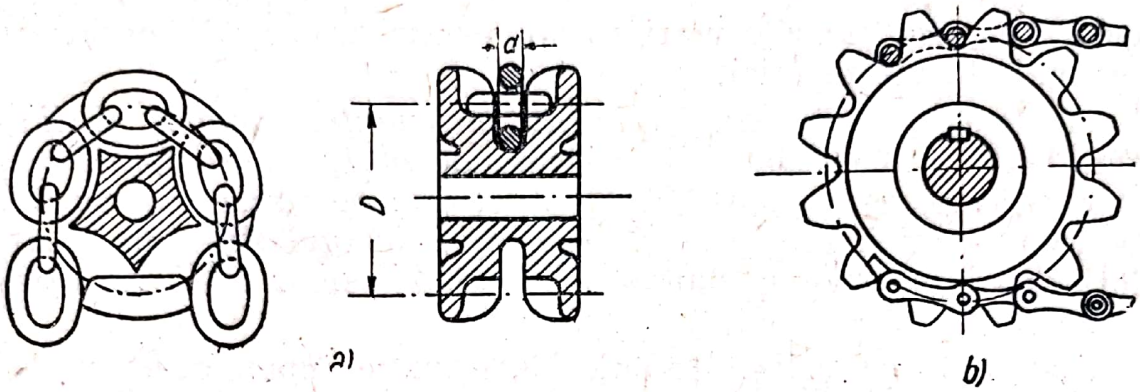


Fig. 236. Roţi pentru lanţ :
a — pentru lanţ cu zale; *b* — pentru lanţ cu eclise articulate.

Roţile şi tobele pentru cablu şi lanţ se execută din fontă, oţel turnat, oţel forjat şi din tablă sudată. La roţi se deosebesc următoarele elemente:

— obadă — cu periferia avînd formă scobită sau cu proeminenţe corespunzătoare cablului sau lanţului;

— butucul roţii, care se fixează pe un arbore sau este liber pe un ax fix;

— discul circular de legătură sau braţele dintre obadă şi butuc.

Tobele pentru cabluri de oţel se mai execută din ţevi sudate la capete, iar tobele pentru cabluri textile se execută şi din lemn.

La periferia lor, tobele pot fi netede (pentru lanţuri şi cabluri textile) sau cu renuri elicoidale, corespunzătoare cablului sau lanţului.

Pasul renurilor elicoidale de pe tobă este $s = d + 2$ mm, pentru transmisii prin cabluri, şi $s = 3\ d$, pentru transmisii prin lanţuri.

Pentru asigurarea transmisiei, lanţurile şi cablurile prinse de tobă la un capăt trebuie să rămînă în timpul funcţionării înfăşurate pe tobă de cel puţin 2—3 ori.

Diametrul tobelor se calculează ca şi la roţile de transmisie. Grosimea peretelui este $e = 0{,}02\ D + 10$ mm pentru cele executate din fontă şi oţel turnat, în care D este diametrul tobei.

Scanned with OKEN Scanner

Diametrul roţilor pentru lanţurile cu eclise se calculează avînd în vedere unghiul la centru corespunzător unui pas al zalelor formate prin eclise.

La un pas al lanţului cu zale din eclise corespunde un unghi $\alpha = \frac{360}{Z}$, în care Z este numărul de proeminenţe (dinţi) de la roata de transmisie.

Din triunghiul dreptunghic format, cu unghiul de vîrf $\frac{\alpha}{2} = \frac{180}{Z}$, cu cateta opusă acestui unghi $\frac{p}{2}$ şi ipotenuza R (raza roţii) se deduce că $\frac{p}{2} = R \sin \frac{180^\circ}{Z}$ sau $D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)}$; practic se ia $Z = 8 \div 10$ dinţi pentru roată (fig. 237).

Exemple de calcul.

Exemplul 1. Să se dimensioneze lanţul cu zale scurte necalibrat, pentru forţa de întindere de $F = 10\,000$ kgf.

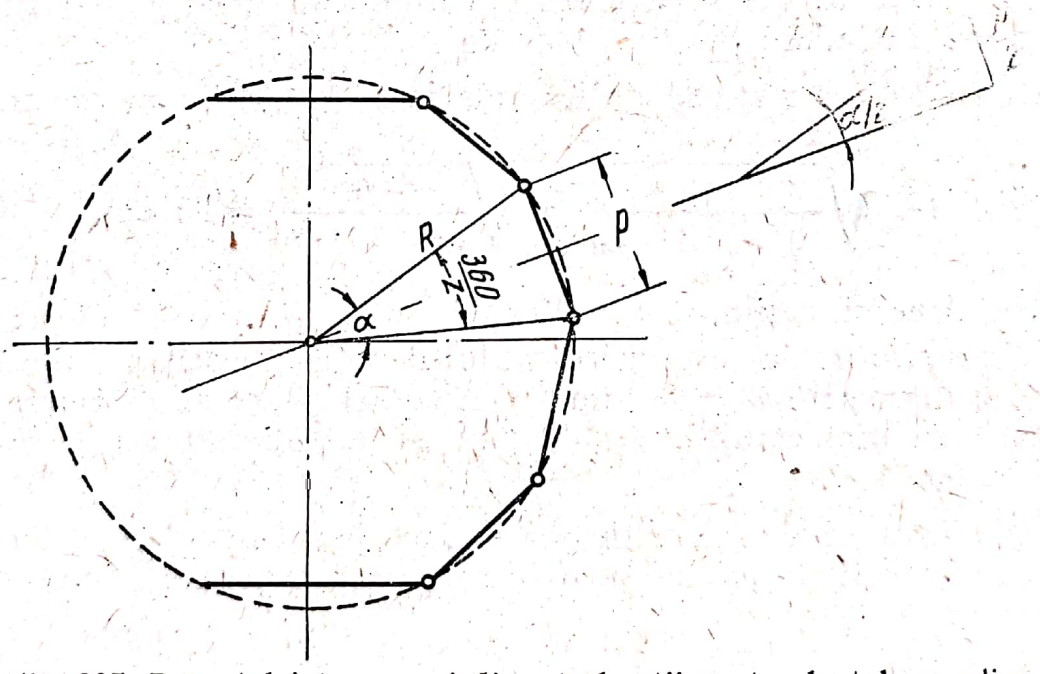


Fig. 237. Raportul între pas şi diametrul roţii pentru lanţul cu eclise.

Rezolvare.

Lanţul este solicitat la întindere şi se calculează cu relaţia $F = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sigma_{at}$, de unde: $d = \sqrt{\frac{2F}{\pi \cdot \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10\,000}{3{,}14 \cdot 600}} = 3{,}5$ cm.

Se ia din standardele de stat lanţ 35 STAS 1523-50.

Scanned with OKEN Scanner

Exemplul 2. Să se verifice lanţul cu eclise articulat pentru următoarele date:

— forţa de tracţiune $F = 1\,200$ kgf;

— numărul plăcuţelor $i = 4$ (cîte două pe fiecare parte);

— dimensiunile din articulaţie, pentru o plăcuţă

$$d = 10 \text{ mm şi } s = 3 \text{ mm};$$

— lăţimea plăcuţei $h = 20$ mm.

R e z o l v a r e. Se face o verificare la presiunea de contact în articulaţie.

$$p = \frac{F}{i \cdot d \cdot s} = \frac{1\,200}{4 \cdot 1 \cdot 0{,}3} = 1\,000 \text{ kgf/cm}^2.$$

Se verifică la întindere plăcuţa pentru secţiunea din dreptul articulaţiei: $\sigma_t = \frac{F}{i\,(h-d)\,s} = \frac{1\,200}{4 \cdot (2-1)0{,}5} = 600$ kgf/cm² (admisibil).

Exemplul 3. Să se calculeze cablul din cînepă pentru o forţă de întindere de $F = 600$ kgf.

R e z o l v a r e: Se aplică relaţia $F = 0{,}66 \frac{\pi d^2}{4} \sigma_t$, de unde:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{0{,}66 \cdot 3{,}14 \cdot \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 600}{0{,}66 \cdot 3{,}14 \cdot 80}} = 3{,}8 \text{ cm}.$$

Se alege un cablu cu $d = 40$ mm.

Exemplul 4. Să se verifice cablul de oţel constituit din 114 fire cu diametrul $\delta = 1{,}3$ mm STAS 1354-50, ce se înfăşoară pe o tobă cu diametrul $D = 600$ mm şi e solicitat la o forţă $F = 2\,000$ kgf.

R e z o l v a r e. Verificarea se face la întindere şi se are în vedere şi solicitarea de încovoiere pe porţiunea de înfăşurare pe tobă.

$$\sigma_t = \frac{F}{i \cdot \frac{\pi\delta^2}{4}} + K \cdot E \cdot \frac{\delta}{D} = \frac{2000}{114 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}13^2}{4}} +$$

$$+ 0{,}5 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot \frac{1{,}3}{600} = 1310 + 2250 = 3560 \text{ kgf/cm}^2.$$

Coeficientul de siguranţă $C_r = \frac{\sigma_r}{\sigma_t} = \frac{14\,000}{3\,560} = 4$ (admisibil).

13.4. Transmisia prin roţi de fricţiune

Caracterizare. Clasificare. Elemente constructive şi de calcul

Roţile de fricţiune transmit puterea de la arborele motor la arborele condus, datorită frecării pe partea de contact de la periferia roţilor, care sînt apăsate în acest scop.

Transmisia prin roţile de fricţiune se face la distanţe mici, astfel ca roţile de fricţiune să fie în contact direct.

Transmisia prin roţi de fricţiune prezintă următoarele avantaje:

— transmisia este fără zgomot, fără şocuri;
— posibilitatea patinării roţilor în cazul suprasolicitărilor;
— prezintă o construcţie simplă.

Folosirea roţilor de fricţiune pentru transmisiile mecanice prezintă şi unele dezavantaje:

— au randament redus: $\eta = 0{,}85 - 0{,}90$;
— periferia roţilor este supusă la uzuri mari;
— arborii şi lagărele sînt solicitaţi la forţe mari, datorită apăsării roţilor de aproximativ 7 ori cît forţa utilă periferică.

Transmisiile prin roţi de fricţiune se clasifică avînd în vedere raportul de transmitere şi forma constructivă a roţilor.

După raportul de transmitere, se deosebesc:

— transmisie cu raport de transmitere aproximativ constant;
— transmisia cu raport de transmisie variabil (variatori de turaţii).

După construcţia roţilor se deosebesc:

— transmisia cu roţi cilindrice, netede la periferia roţii;
— transmisia cu roţi cilindrice cu caneluri;
— transmisia cu roţi conice.

Variatorii de turaţii. După construcţia roţilor, se clasifică în:

— cu roţi cilindrice şi roţi plane;
— cu roţi conice cu axe paralele.

Materialele folosite pentru roţile de fricţiune trebuie să aibă un coeficient de frecare mare şi rezistenţă mare la presiunea de contact şi la uzură.

Roţile se execută din fontă, oţel, iar la periferia roţii motoare (roţii mici) se montează şi alte materiale cu coeficient

Scanned with OKEN Scanner

mai mare de frecare decît al fontei pe fontă, oţel pe oţel sau pe fontă. Asemenea materiale sînt: carton, azbest, ferodou, piele, cauciuc.

Aplicarea garniturilor din materiale de fricţiune se face pe roata motoare, pentru ca, în cazul patinării, să se uzeze uniform periferia roţii, care se roteşte continuu în timp ce apar suprasolicitări, fără a fi transmise.

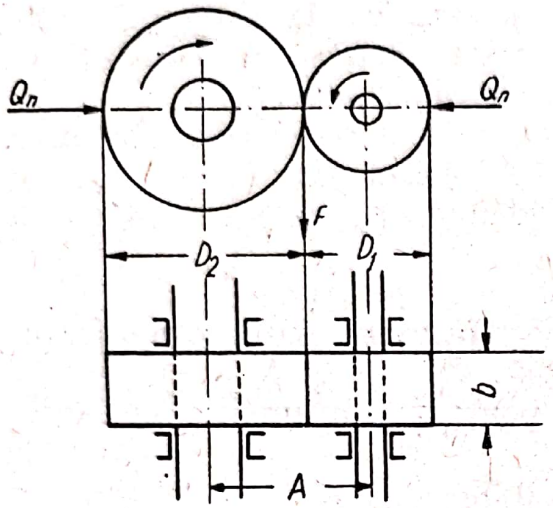


Fig. 238. Roţi cilindrice pentru transmisia cu fricţiune.

Elemente de calcul.

1. Transmisia cu roţi de fricţiune cu roţi cilindrice, netede la periferia roţilor (fig. 238).

Arborii la această transmisie sînt paraleli; roţile trebuie apăsate cu o forţă $Q = \frac{k \cdot F}{\mu}$, în care μ este coeficientul de frecare, care este luat în raport cu natura şi calitatea de prelucrare a materialului, cu condiţiile de exploatare, iar F este forţa utilă periferică; k este un coeficient de siguranţă pentru eventualele suprasolicitări: $k = 1{,}2 \div 1{,}8$.

Pentru fontă pe fontă sau oţel se ia $\mu = 0{,}15$ (tabela 38);

Tabela 38

Valorile pentru coeficientul de frecare μ şi încărcarea liniară p, în kgf/cm² pentru transmisii cu fricţiune

Materialul la periferia roţilor	μ	p kgf/cm²
fontă pe fontă	0,15 — 0,22	100 — 150
oţel pe oţel	0,15 — 0,2	100 — 150
oţel pe fontă	0,15 — 0,2	100 — 150
oţel (fontă) pe textolit	0,2 — 0,25	40 — 80
oţel (fontă) pe piele	0,2 — 0,35	35 — 40
oţel (fontă) pe lemn	0,4 — 0,45	10 — 15

rezultă că forţa $Q \simeq 7F$. Deci pentru a transmite momentul $M_t = F \cdot R$, cu forţa F, la o roată cu raza R, trebuie să se apese roţile cu o forţă Q de 7 ori mai mare decît forţa F.

Această forţă Q încarcă arborii şi lagărele de susţinere.

Scanned with OKEN Scanner

Cu forţa de apăsare Q se dimensionează lăţimea de contact necesară, avînd în vedere presiunea admisibilă în raport cu materialele folosite la construcţia roţilor, respectiv cele de la periferia roţii (materialele de fricţiune); se aplică relaţia:

$Q = b \cdot p_l$, în care b este lăţimea roţii şi p_l, în kgf/cm, este presiunea pe unitatea de lungime (contactul se face pe o linie generatoare comună la cele două roţi). Deci $b = \frac{k \cdot F}{\mu p_l}$, în care $F = \frac{M_t}{R}$ kgf. Constructiv se alege $D = (5 \div 10)d$, pentru viteze periferice $v < 7$ m/s. S-a notat cu d diametrul arborelui pe care se montează roata de fricţiune.

Raportul de transmitere este $i_{12} = \frac{n_1}{n_2}$. Folosind elementele roţilor (diametrul), cunoscînd că viteza periferică este aceeaşi pentru ambele roţi în contact, acest raport se mai poate scrie: $v = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} = \omega_2 \frac{D_2}{2}$, deci $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}$; deoarece vitezele unghiulare sînt proporţionale cu turaţiile $\omega = \frac{2\pi n}{60}$, rezultă că: $\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = i_{12}$.

În concluzie $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}$.

2. *Transmisia cu roţi cilindrice cu caneluri.* Roţile cu caneluri (fig. 239) transmit puteri mai mari pentru aceeaşi forţă de apăsare în comparaţie cu roţile cilindrice netede de fricţiune. Datorită înclinării suprafeţei de frecare de la flancurile canelurilor, ia naştere efectul de pană care influenţează asupra forţei rezistente de frecare.

La aceste transmisii, randamentul este $\eta = 0{,}88 \div 0{,}9$.

Prin apăsarea cu forţa Q_1 asupra unei caneluri, pe suprafeţele de contact înclinate cu unghiul α faţă de direcţia forţei Q_1 rezultă forţa normală Q_n şi forţa de frecare μQ_n.

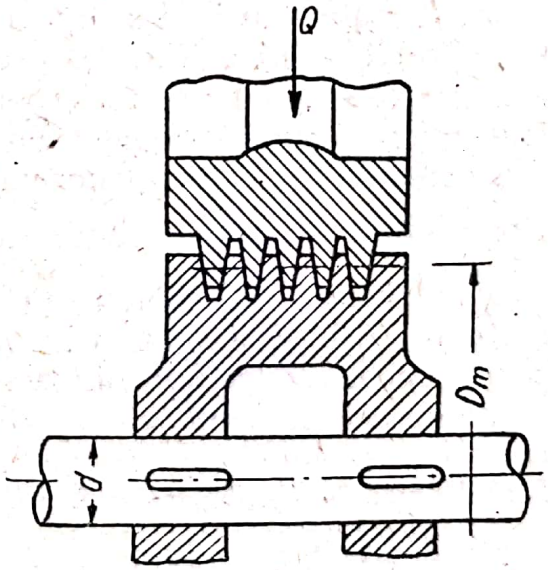


Fig. 239. Roţi canelate pentru transmisia cu fricţiune.

Scanned with OKEN Scanner

Din relaţia de echilibru al forţelor pe proiecţia în direcţia forţei Q_1, rezultă: $Q_1 - 2\mu Q_n \cdot \cos\alpha - 2Q_n \sin\alpha = 0$ sau $Q_n = \frac{Q_1}{2(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)}$ şi cum forţa utilă periferică pentru o canelură este $F_1 = 2\mu Q_n$, se deduce că forţa totală periferică pentru i caneluri este $F = \frac{i \cdot \mu Q_1}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha} = \frac{k \cdot M_t}{R_m}$, în care M_t în kgf cm, este momentul de transmis, k — coeficientul de siguranţă pentru preluarea suprasolicitărilor şi R_m, în cm, este raza medie a suprafeţei de contact de pe flancurile canelurilor.

Din relaţia de mai sus se deduce forţa totală de apăsare: $Q = iQ_1 = \frac{k \cdot M_t}{\mu R_m} \cdot (\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$; notînd cu $\mu' = \frac{\mu}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}$ se constată că $\mu' > \mu$, deci se pot transmite momente mai mari faţă de roţile cilindrice cu periferia netedă: $F' = \mu' Q > \mu Q$.

Calculul lăţimii de contact b. Proiectînd lăţimea pe planul orizontal (perpendicular pe direcţia forţei Q) şi avînd în vedere presiunea de contact, rezultă $2b \sin\alpha \cdot p_l = Q_1$ şi deci $b = \frac{Q}{2 \cdot i \cdot p_l \cdot \sin\alpha}$. Cunoscînd că $Q_1 = \frac{Q}{i}$, în care i este numărul de caneluri, Q_1 apasă pe cele două flancuri ale canelurilor pe lăţimea b proiectată pe orizontală. Pentru a evita efectul de înţepenire se ia $\alpha = 15°$, iar înălţimea canelurilor $h = b\cos\alpha$; se ia practic $h = 10 \div 12$ mm. Pentru roţi din fontă şi oţel se ia presiunea admisibilă pe unitatea de lungime $p_l = 100 \div 130$ kgf/cm.

3. Transmisia cu roţi conice de fricţiune. Roţile conice (fig. 240) se folosesc pentru transmisiile a căror arbori sînt cu axele perpendiculare (în general). La aceste transmisii, arborii şi lagărele au şi solicitări axiale, rezultate din componentele forţei normale pe linia de contact dintre roţi. Forţa normală este dată de relaţia $Q_n = \frac{kF}{\mu}$, în care $F = \frac{M_t}{R_m}$. Forţa normală dă două componente, una pe direcţia axei roţii motoare (Q_1) şi a doua pe direcţia axei roţii conduse (Q_2). În cazul stării de regim de funcţionare $Q_1 = Q_n \sin\alpha_1$ şi $Q_2 = Q_n \sin\alpha_2$, în care α_1, α_2 sînt unghiurile liniei de contact la conurile roţilor faţă de axa arborilor respectivi; Q_1 şi Q_2 sînt forţele axiale în arbori şi lagăre. Lăţimea b de contact se calculează la presiunea de contact $b = \frac{Q_n}{p_1}$, în care p_1, în kgf/cm, se ia în raport cu materialele de fricţiune. În timpul cuplării mai

apar forţele de frecare şi astfel, făcînd proiecţia pe direcţia forţei Q_1, respectiv Q_2, rezultă:

$$Q_1 - Q_n \sin \alpha_1 - \mu Q_n \cos \alpha_1 = 0,$$

$$Q_2 - Q_n \sin \alpha_2 - \mu Q_n \cos \alpha_2 = 0 \text{ sau}$$

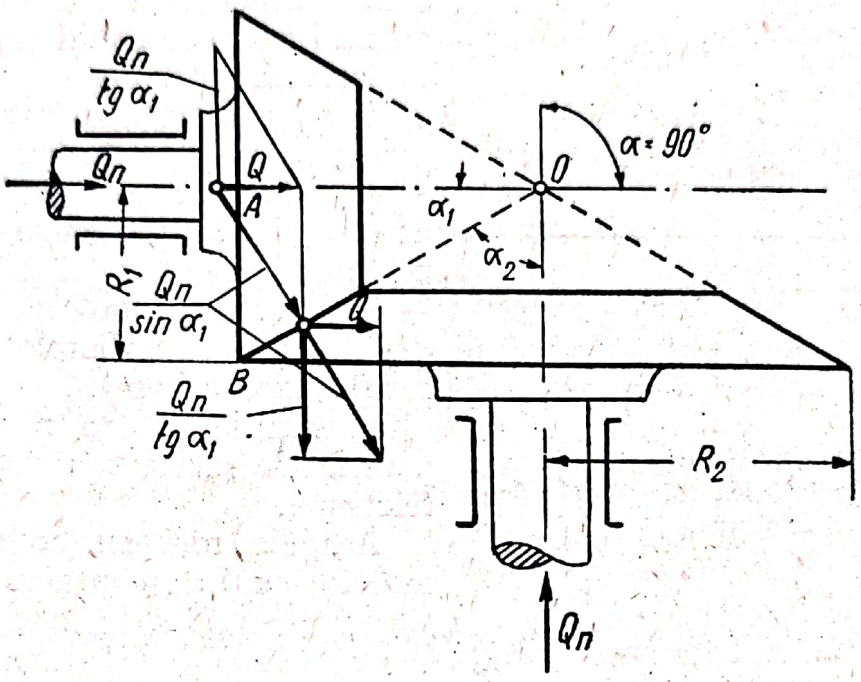


Fig. 240. Roţi conice pentru transmisii cu fricţiune.

$$Q_1 = Q_n (\sin \alpha_1 + \mu \cos \alpha_1) = \frac{k \cdot M_{t1}}{R_1} \cdot \frac{\sin \alpha_1 + \mu \cos \alpha_1}{\mu},$$

$$Q_2 = Q_n (\sin \alpha_2 + \mu \cos \alpha_2) = \frac{k \cdot M_{t2}}{R_2} \cdot \frac{\sin \alpha_2 + \mu \cos \alpha_2}{\mu}.$$

La calculul forţelor axiale Q_1, Q_2 s-a folosit relaţia $Q_n = \frac{kM_t}{\mu R}$.

Raportul de transmisie este $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$, însă raportul diametrelor se mai poate scrie şi sub forma $\frac{D_2}{D_1} = \frac{1}{\text{tg}\alpha_1}$, rezultat din triunghiul dreptunghic avînd catetele egale cu jumătatea diametrelor şi unghiul opus α_1. Deci raportul de transmitere depinde de unghiul de înclinare a suprafeţelor conice de fricţiune $i_{12} = \frac{1}{\text{tg}\alpha_1}$, şi cu cît este mai mic unghiul α_1, cu atît raportul de transmitere este mai mare.

Scanned with OKEN Scanner

4. *Variatori de turaţii cu roată cilindrică şi roată plană.* Aceşti variatori (fig. 241) se folosesc la transmisii cu axele arborilor perpendiculare.

Prin deplasarea roţii cilindrice pe direcţia razei roţii plane de fricţiune, se obţin la roata condusă turaţii variabile, după cum contactul se face pe o rază mai mare sau mai mică faţă de axa roţii conduse.

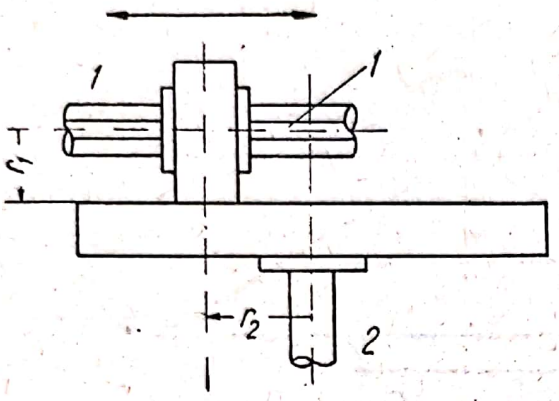


Fig. 241. Variatori de turaţii cu suprafaţa cilindrică şi plană de fricţiune.

Notînd cu r raza roţii cilindrice, R — raza roţii plane, x — locul de contact faţă de axa roţii plane, pentru turaţia constantă n_1 a roţii cilindrice — considerată motoare, care se deplasează pe arborele motor, rezultă la arborele condus o altă turaţie n_x în raport cu poziţia de contact a roţilor de fricţiune.

Ambele roţi au aceeaşi viteză la locul de contact.

$v_x = \omega_1 \cdot r = \omega_x \cdot x$, de unde $\omega_x = \omega_1 \cdot \frac{r}{x}$ sau $n_x = n_1 \cdot \frac{r}{x}$; cînd $x = r$ rezultă că $n_x = n_1$, iar cînd $x = R$, $n_n = n_1 \frac{r}{R}$, cea mai mică turaţie transmisă la arborele condus.

Se poate ca roata plană să fie motoare şi roata cilindrică să fie condusă; atunci relaţia devine $n_x = n_1 \frac{x}{r}$ şi la $x = R$ rezultă cea mai mare turaţie la arborele roţii cilindrice: $n_{2max} = n_1 \frac{R}{r}$, iar cînd $x = 0$, roata cilindrică nu se roteşte.

Forţa de apăsare a roţilor este $Q = \frac{kF}{\mu} = \frac{kM_t}{\mu r}$.

5. *Variatorii de turaţii cu roţi conice*, avînd axele arborilor paraleli. Aceşti variatori (fig. 242) sînt constituiţi din două roţi conice aşezate astfel ca între suprafeţele conice să se poată deplasa o roată cilindrică de fricţiune intermediară. La presiunea admisibilă, în raport cu rezistenţa materialului, coeficientul de frecare şi momentul de transmisie, se determină lăţimea de contact. La acest variator se urmăreşte determinarea turaţiilor de la un arbore condus în raport cu turaţia arborelui motor şi deplasarea roţii intermediare-ajutătoare de fricţiune,

Scanned with OKEN Scanner

deci după cum contactul se face pe raze mai mari sau mai mici față de axa roților conice de fricțiune.

În cazul cînd roata intermediară se află la o extremitate a roților conice, turația arborelui condus (*II*) este: $n_{2min} = \frac{D_1}{D_2} \cdot n_1$, în care D_1 și D_2 sînt diametrele respective la baza mică și mare a roților conice ($D_1 < D_2$), iar în cazul poziției roții intermediare la cealaltă extremitate:

$$N_{2max} = \frac{D_2}{D_1} \cdot n_1.$$

Într-un caz intermediar, rezultă că $i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_{IIx}}{D_{Ix}}$, în care D_{IIx}, D_{Ix} sînt diametrele la o poziție x pentru roțile *I* și *II*. (Diametrele cercurilor intermediare corespunzătoare poziției roții ajutătoare).

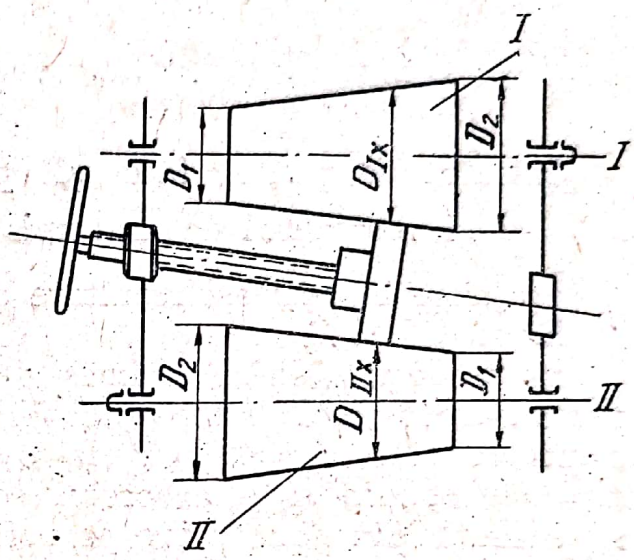


Fig. 242. Variatori de turații cu suprafețe conice și axele arborilor paraleli.

D_{IIx} atinge valori limită D_1 și D_2, iar D_{Ix} atinge aceleași valori limită însă invers față de cele ale arborelui condus, adică D_2 și D_1, pentru extremitatea poziției roții ajutătoare.

În industrie mai sînt și alte tipuri constructive de variatori de turații. Calculul turațiilor arborelui condus se face pe același principiu ca mai sus, avînd în vedere variația razelor de contact între elementele de fricțiune.

Exemple de calcul.

Exemplul 1.

Să se verifice roțile cilindrice de fricțiune pentru transmiterea unei puteri $N = 20$ CP la o turație de $n_1 = 750$ rot/min. Roțile sînt din fontă, cu diametrul $D_1 = 300$ mm și $D_2 = 600$ mm, cu lățimea de contact $b = 10$ cm.

Rezolvare: Momentul de transmis de la roata motoare este:

$$M_{t1} = k \cdot 71\,620 \frac{N}{n} = 1{,}5 \cdot 71\,620 \frac{20}{750} = 2\,860 \text{ kgf cm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Forța de apăsare pentru transmiterea acestui moment este:

$$Q_n = \frac{F}{\mu} = \frac{M_{t1}}{\mu R_1} = \frac{2\,860}{0{,}2 \cdot 15} = 960 \text{ kgf.}$$

Verificarea la presiunea de contact:

$$p_l = \frac{Q_n}{b} = \frac{960}{160} = 96 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (admisibil).}$$

Calculul se putea face și pentru roata condusă aflînd $n_2 = \frac{n_1}{i_{12}}$ și momentul de transmis de la arborele condus M_{t2} și se ajunge la aceleași rezultate de verificare.

Exemplul 2.

Să se dimensioneze lățimea de contact și forța de apăsare pentru două roți conice de fricțiune care au de transmis o putere de $N = 3$ CP la o turație a arborelui motor $n_1 = 600$ rot/min și a arborelui condus $n_2 = 300$ rot/min. Roțile se execută din fontă, iar pe periferia roții conice motoare se montează o garnitură din piele.

Rezolvare: Se consideră o viteză periferică $v = 5$ m/s și rezultă:

$$D_1 = \frac{60v}{\pi \cdot n_1} = \frac{60 \cdot 5}{3{,}14 \cdot 600} = 0{,}16 \text{ m} = 160 \text{ mm,}$$

$$D_2 = \frac{60v}{\pi \cdot n_2} = \frac{60 \cdot 5}{3{,}14 \cdot 300} = 0{,}32 \text{ m} = 320 \text{ mm.}$$

Calculul unghiului α_1 de înclinare a suprafeței conice față de axa arborelui (1):

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_1}, \text{ de unde } \operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{D_1}{D_2} = \frac{160}{320} = 0{,}5; \alpha_1 = 26° \cdot 30'.$$

Forța axială din timpul cuplării este în raport direct cu unghiurile de înclinare a suprafețelor conice și se calculează cu relația:

$$Q_1 = \frac{kM_{t1}}{R_1} \cdot \frac{\sin\alpha_1 + \mu\cos\alpha_1}{\mu} =$$

$$= \frac{1\,5 \cdot 71\,620 \cdot 3}{8.600} \cdot \frac{\sin 26°30' + 0{,}3 \cos 26°30'}{0{,}3} = 67 \cdot \frac{0{,}43 + 0{,}3 \cdot 0{,}9}{0{,}3} = 158 \text{ kgf.}$$

Scanned with OKEN Scanner

Forţa axială în arborele condus este:

$$Q_2 = \frac{k \cdot 71\,620 \cdot N}{R_2 \cdot n_2} \cdot \frac{\sin \alpha_2 + \mu \cos \alpha_2}{\mu} =$$

$$= \frac{1.5 \cdot 71\,620 \cdot 3}{16 \cdot 300} \cdot \frac{\sin 63°30' + 0.3 \cos 63°30'}{0{,}3} = Q_2 = 220 \text{ kgf}.$$

Forţa normală pe suprafaţa de contact este:

$$Q_n = \frac{k \cdot M_{t_1}}{\mu R_1} = \frac{1.5 \cdot 71\,620 \cdot 3}{0{,}3 \cdot 80 \cdot 600} = 224 \text{ kgf; s-a înlocuit } M_t = 71\,620 \frac{N}{n}.$$

Dimensionarea lăţimii suprafeţei de contact:

$b = \frac{Q_n}{p_a} = \frac{224}{35} = 6{,}4$ cm; s-a luat pentru fontă pe piele $p_a = 35$ kgf/cm.

13.5. Transmisia prin roţi dinţate

Caracterizare. Clasificare. Elemente constructive şi de calcul

Roţile dinţate sînt organe de maşini care transmit mişcarea şi puterea mecanică de la un arbore la altul, aşezaţi la o distanţă mică, corespunzătoare poziţiei de contact a dinţilor roţilor de transmisie.

Ansamblul dinţilor şi spaţiului dintre dinţi constituie dantura roţilor dinţate.

Două roţi dinţate care transmit o mişcare constituie un angrenaj.

La un angrenaj o roată este motoare şi cealaltă roată este condusă.

O roată dinţată este constituită din următoarele părţi constructive:

— butucul, care se montează pe arbori prin pene longitudinale;

— partea dinţată, care cuprinde dantura şi grosimea necesară de sub dantură (obada roţii);

— partea de legătură dintre butuc şi dantură, care poate fi plină (disc circular) sau compusă din braţe (numite şi spiţe). Roţile cu diametrul mai mare de 400 mm se construiesc cu braţe de legătură.

Elementele principale ale danturii angrenajului (fig. 243). O roată dinţată cilindrică cu dinţi drepţi are următoarele elemente caracteristice:

— cercul vîrfurilor danturii, avînd diametrul D_e;

— cercul de bază a golurilor, avînd diametrul D_i;

Scanned with OKEN Scanner

— cercul de rostogolire, după care se măsoară și pasul circular al dinților, în cazul unei danturi normale și fără corijări;

— înălțimea dintelui, notată cu h, compusă din capul dintelui (a) și piciorul dintelui (b): $h = a + b$.

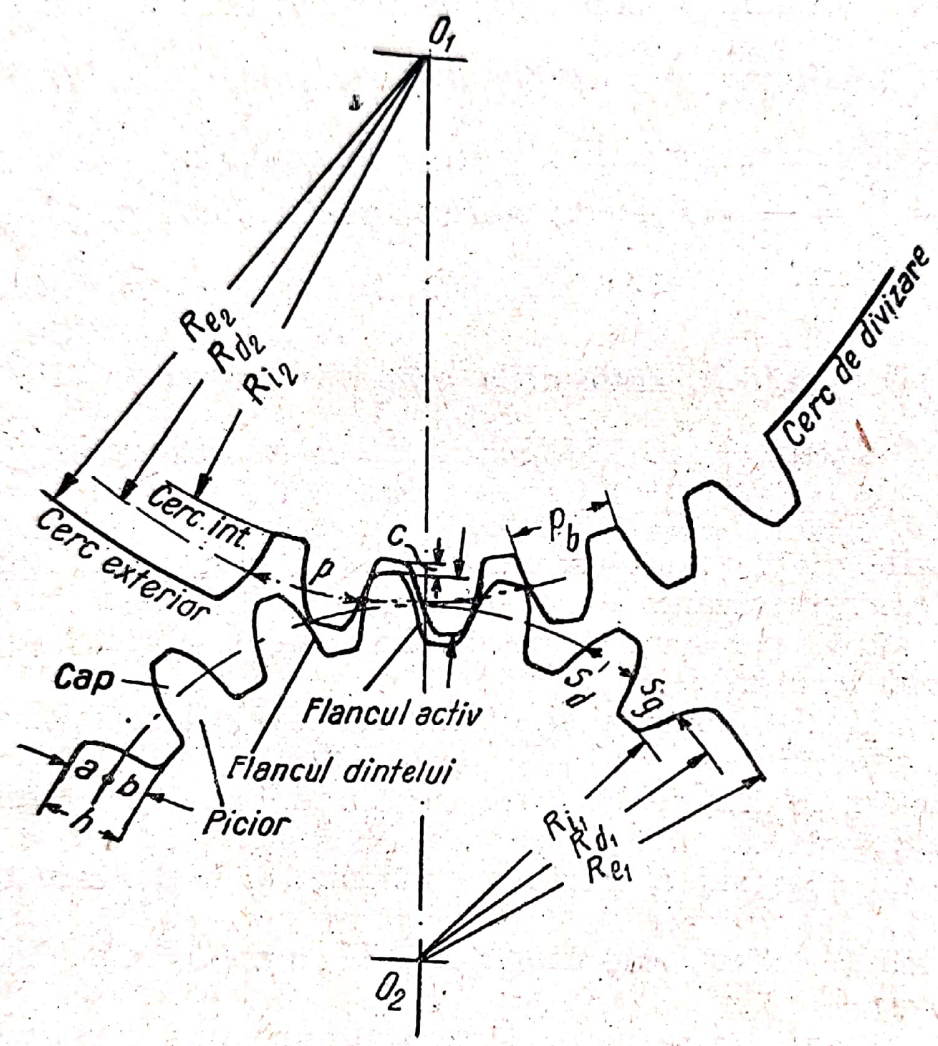


Fig. 243. Elementele principale ale danturii.

La dantura normală, capul dintelui este cît un modul, $a = m$, avînd coeficientul de înălțime al capului dintelui $c_f = 1 (a = c_f \cdot m)$;

— flancul dintelui este partea laterală a dintelui;

— profilul dintelui este conturul dintelui secționat transversal;

— pasul circular, notat cu p, este distanța dintre profilurile de același sens a doi dinți alăturați, măsurată pe cercul

de rostogolire (în cazul danturii normale), şi se calculează cu relaţia $p = \frac{\pi D}{Z}$, în care Z este numărul de dinţi, iar πD cercul de rostogolire;

— modulul, notat cu m, se măsoară în mm şi este porţiunea din diametrul, cercului de rostogolire (pentru dantura normală) ce revine unui dinte: $m = \frac{D}{Z}$. Modulul se mai numeşte şi pas diametral.

Între modul şi pas este relaţia $p = \pi \cdot m$, rezultată din cele două relaţii de mai sus pentru pas şi modul.

Modulele sînt standardizate în STAS 822-59;

— lungimea dintelui, l, poate fi cît lăţimea L a coroanei dinţate, în cazul dinţilor drepţi, sau mai mare, în cazul dinţilor înclinaţi sau curbi.

Raportul de transmitere al angrenajului. Flancurile dinţilor roţii motoare se rostogolesc şi alunecă pe flancurile corespunzătoare ale dinţilor roţii conduse.

Raportul de transmitere de la roata motoare (*1*) la roata condusă (*2*) este:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

în care n este turaţia pe minut şi ω este viteza unghiulară.

Pe cercul de rostogolire, roţile au aceeaşi viteză periferică $v = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{\omega_2 D_2}{2}$, iar diametrele se pot exprima în raport cu modulul şi numărul de dinţi: $D = m \cdot Z$; relaţia devine:

$$\omega_1 \cdot \frac{m Z_1}{2} = \omega_2 \frac{m Z_2}{2},$$

iar raportul devine:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = i_{1,2}.$$

Deci raportul de transmitere se poate exprima astfel:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Angrenajele se folosesc pentru rapoarte de transmitere cu valorile $i_{1,2} = 1 \div 7$ şi se poate ajunge la $i_{1,2} = 30 \div 50$ la unele angrenaje (angrenaj-melc şi roată melcată).

Elementele angrenării. Linia care uneşte centrele roţilor în angrenare se numeşte linia centrelor (fig. 244).

Scanned with OKEN Scanner

La intersecţia liniei centrelor cu cercurile de rostogolire este un punct, numit punctul de rostogolire P.

Normalele duse la flancurile dinţilor în angrenare trec prin punctul de rostogolire.

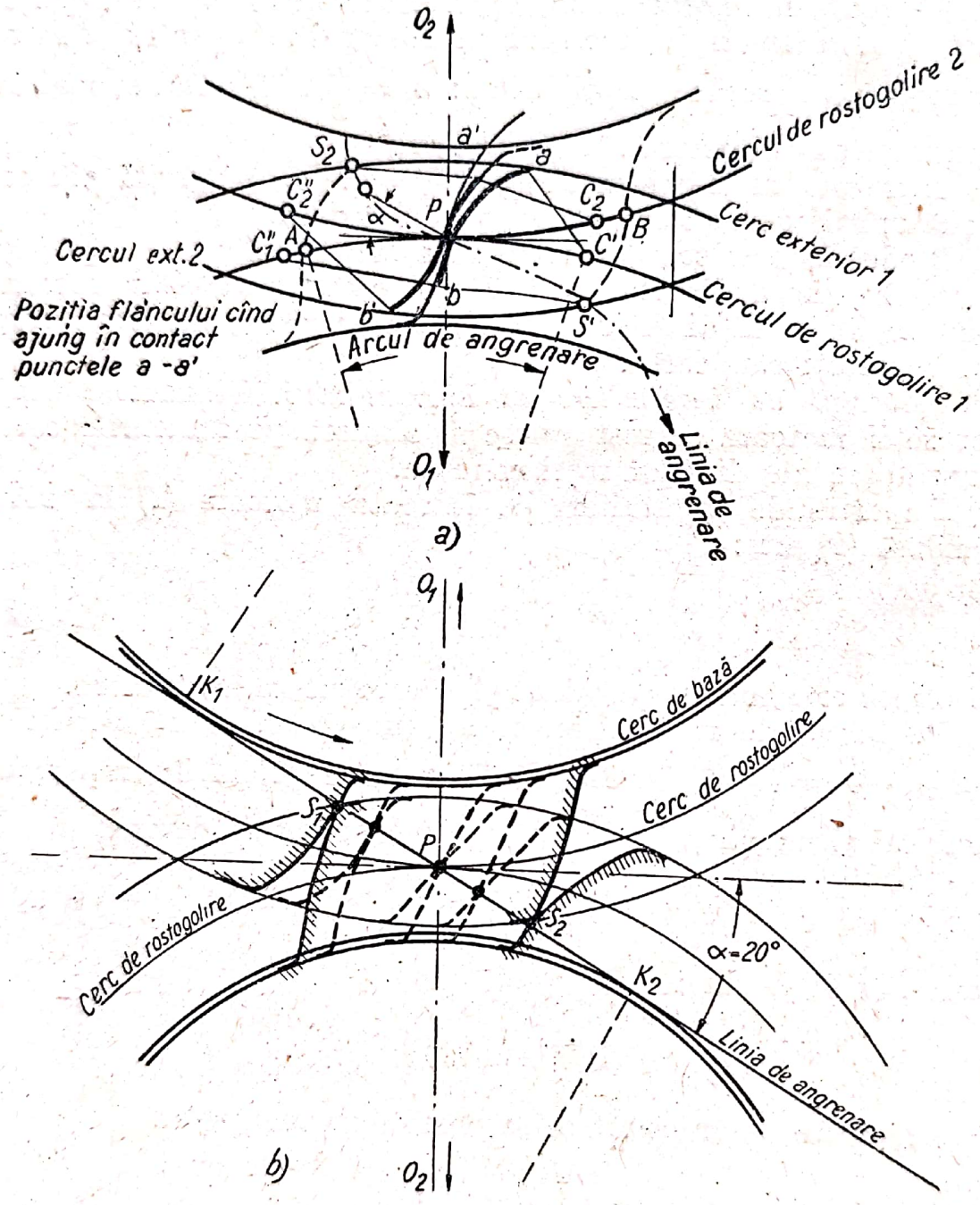


Fig. 244. Elementele angrenării:
a — pentru profiluri oarecari; *b* — pentru profil în evolventă.

Linia formată de toate punctele de contact dintre dinţi de la intrare pînă la ieşire din angrenare (contact) se numeşte linia de angrenare.

Scanned with OKEN Scanner

Unghiul α de angrenare este unghiul format între tangenta comună la cercurile de rostogolire şi normala comună la flancurile dinţilor în contact în punctul de rostogolire P.

La dantura normală, unghiul de angrenare este $\alpha = 20°$.

Arcul de angrenare este arcul măsurat pe cercul de rostogolire corespunzător angrenării a doi dinţi de la primul contact şi pînă la ieşirea din contact, din angrenare.

Pentru ca transmiterea mişcării să fie continuă este necesar ca cel puţin o pereche de dinţi să înceapă angrenarea înainte ca perechea anterioară să fi ieşit din angrenare. Aceasta înseamnă că lungimea arcului de angrenare să fie mai mare decît pasul măsurat pe cercul de rostogolire.

Gradul de acoperire este raportul dintre lungimea arcului de angrenare şi pasul circular şi se notează cu $\varepsilon \geqslant 1$ (trebuie să fie mai mare, sau cel puţin egal cu unitatea, pentru a avea o transmitere continuă a mişcării).

Profilul danturii. Dantura se execută în general cu profil în evolventă.

Se mai utilizează în construcţia roţilor profil cicloidal, iar recent în Uniunea Sovietică se experimentează profilul Novikov.

Cicloida este traiectoria unui punct de pe periferia cercului ruletei rezultată din rostogolirea fără frecare a ruletei pe cercul de bază. Un punct în afara cercului de bază dă naştere la epicicloidă, iar unul din interiorul cercului de bază, la hipocicloidă.

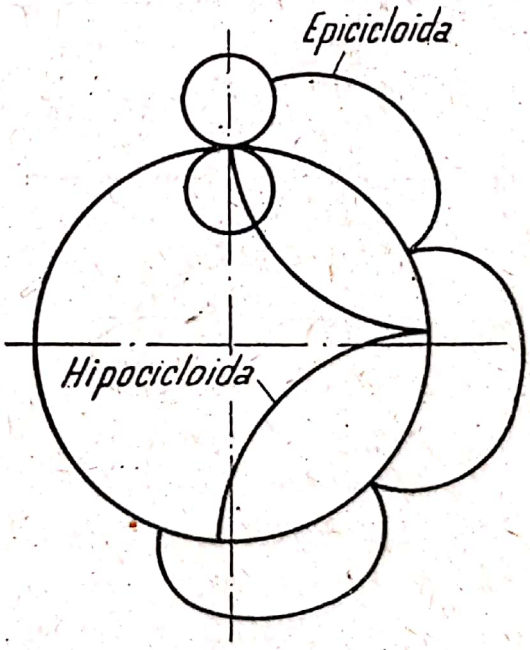


Fig. 245. Profilul cicloidal.

Profilul cicloidal (fig. 245) prezintă următoarele avantaje:

— se realizează o angrenare corectă şi precisă;

— frecarea între flancuri este mai redusă;

— uzura este mult micşorată.

Ca dezavantaj, profilul cicloidal prezintă dificultate pentru executarea lui; din cauza aceasta, rezultă erori de execuţie a sculei, a danturii, de montaj, ceea ce duce la nerealizarea întocmai a condiţiilor unui angrenaj cu profil cicloidal şi, în concluzie, sînt greu de atins avantajele arătate.

Scanned with OKEN Scanner

Evolventa este curba generată de un punct de pe o dreaptă care se rostogolește, rămînînd tangentă la cercul de bază.

Profilul în evolventă (fig. 246) prezintă următoarele avantaje:

— realizarea unei angrenări bune, chiar în condițiile unor erori inerente de execuție și de montare a roților;

— execuția ușoară a danturii, cu scule ce se pot confecționa, ca: freza-modul sau freza-deget, cu profilul corespunzător golurilor dintre dinți;

— construcția economică a sculelor, față de sculele pentru profilul cicloidal;

— dantura cu profil în evolventă poate fi corijată pentru diferite condiții de angrenare.

Ca dezavantaj, dantura cu profil în evolventă prezintă o uzură pe flancuri, datorită alunecărilor.

Pentru micșorarea frecărilor și a uzurii dintre flancuri, roțile dințate trebuie bine prelucrate și periodic unse.

Angrenajele cu profil în evolventă au fost perfecționate în ultimele două-trei decenii. Au crescut simțitor sarcinile admisibile, a sporit durata de funcționare a roților, s-au mărit vitezele periferice, s-au redus pierderile datorită frecării roților și s-a micșorat zgomotul de angrenaje. Pentru executarea roților, cel mai răspîndit este profilul în evolventă, datorită avantajelor pe care le prezintă.

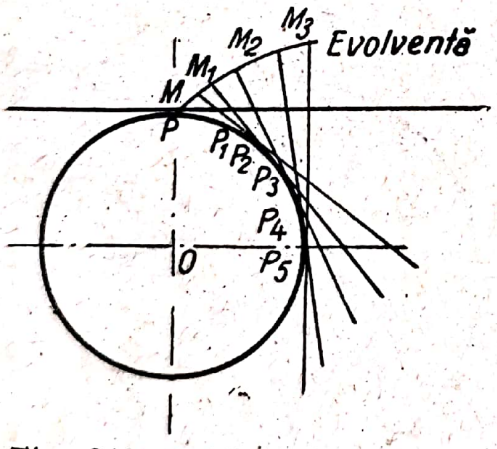


Fig. 246. Profilul în evolventă.

Capacitatea portantă a angrenajelor cu profil în evolventă este relativ mică, deoarece la locurile de contact ale dinților apar forțe atît de mari, încît suprafețele lor se degradează cu repeziciune.

Pentru sporirea rezistenței dinților, se aplică diferite tratamente mecanice și termochimice, ca: cementarea, nitrurarea, călirea superficială.

În U.R.S.S., pentru micșorarea presiunii de contact, s-a construit angrenajul propus de M.L. Novikov (fig. 247). Angrenajul Novikov este un angrenaj cu dinți înclinați, avînd profilul trasat după un arc de cerc. Cînd se produce angrenarea, dinții convecși ai uneia din roțile angrenajului intră în contact cu

Scanned with OKEN Scanner

dinţii concavi ai celeilalte roţi. De aceea, suprafaţa de contact a unui dinte cu celălalt este mult mai mare decît contactul liniar la angrenajul în evolventă, ceea ce reduce simţitor presiunile de contact.

Datorită acestei construcţii, se realizează şi o ungere mai bună, existînd un strat de ulei mai mare şi deci reducîndu-se şi pierderile prin frecare, în comparaţie cu angrenajul în evolventă.

Angrenajul Novikov prezintă o capacitate portantă sporită în ceea ce priveşte rezistenţa de contact, o rezistenţă mai mare la uzură, iar dinţii roţilor se rodează reciproc, rezultînd conturul cel mai favorabil unei bune angrenări. Angrenajul Novikov nu permite fluctuaţii mari ale sarcinii şi nici şocuri.

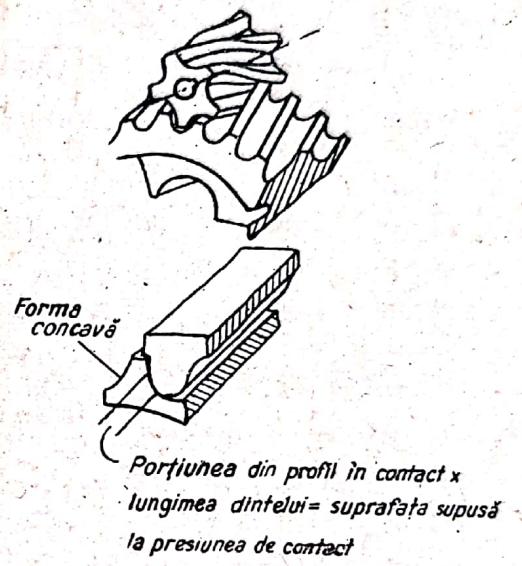


Fig. 247. Angrenajul Novikov.

Institute de cercetări ştiinţifice şi întreprinderile industriale din U.R.S.S. se ocupă cu studierea şi introducerea în practică a angrenajelor Novikov, a căror utilizare în economia naţională aduce avantaje economice mari.

Materiale pentru roţi dinţate. După eforturile ce au de transmis, roţile se execută din următoarele materiale:

— fonte: Fc18, Fc21, STAS 568-52, sau fonte speciale;

— oţeluri: OL60, OL70, STAS 500-49 sau oţeluri turnate OT60 A STAS 600-57;

— oţeluri de calitate, pentru transmiterea de eforturi mai mari: OLC35, OLC45 STAS 880-49 sau oţeluri aliate cu crom şi nichel: 35NC15, 35CN25, STAS 793-53 şi oţel 36MS12, STAS 873-53.

Prin aplicarea tratamentelor termice se obţine o duritate mai mare a flancurilor dinţilor; materialele nemetalice, din fibre de bumbac sau fibre lemnoase, impregnate cu răşini şi presate, au o rezistenţă apropiată de cea a fontei. Aceste materiale au proprietatea de a amortiza vibraţiile, deci prezintă avantajul că dau un mers liniştit roţilor. Aceste materiale se

Scanned with OKEN Scanner

folosesc în cazurile în care nu se cer roţilor dinţate prescripţii de precizie înaltă. La angrenaje se foloseşte o roată din material nemetalic şi alta din material metalic;

— alte materiale întrebuinţate sînt: bronz, alamă, aluminiu (aliaje) pentru anumite angrenaje speciale.

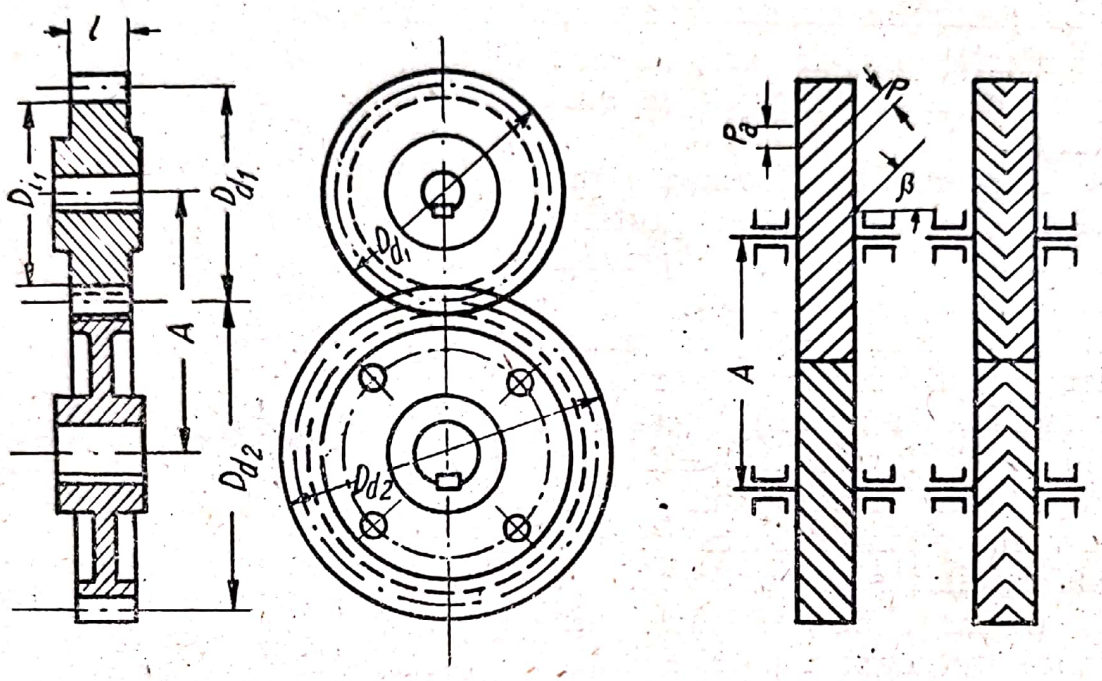


Fig. 248. Angrenaj cilindric cu dinţi drepţi şi înclinaţi.

Clasificarea angrenajelor. După poziţia arborilor, forma constructivă a roţilor şi forma dinţilor, se face următoarea clasificare a angrenajelor:

1. angrenaje cu roţi cilindrice cu dinţi drepţi, înclinaţi şi curbi, la care arborii au poziţie paralelă;

2. angrenaje cu cremalieră, caz particular al angrenajelor cilindrice anterioare;

3. angrenaje cu roţi dinţate cilindrice elicoidale, la care axele arborilor sînt oricum în spaţiu;

4. angrenaje cu şurub-melc şi roată melcată, caz particular al angrenajelor elicoidale;

5. angrenaje conice, cu dinţi drepţi, înclinaţi şi curbi, care au axele arborilor concurente.

13.5.1. **Angrenajele cilindrice.** Roţile dinţate cilindrice (fig. 248) sînt executate din materiale cu forma cilindrică, avînd diametrul corespunzător cercului vîrfurilor dinţilor roţii dinţate. Dinţii pot fi drepţi, înclinaţi sau curbi, după scopul con-

Scanned with OKEN Scanner

strucţiei. Dinţii drepţi se execută cu uşurinţă. Executarea dinţilor curbi este mai costisitoare şi se foloseşte pentru construcţii speciale.

Roţile dinţate cu dinţi înclinaţi prezintă următoarele avantaje:

— fac mai puţin zgomot în funcţionare, deoarece angrenarea pe un dinte se face progresiv;

— sînt mai rezistente, lăţimea dinţilor l este mai mare pentru aceeaşi lăţime de roată;

— asigură o funcţionare mai regulată şi fără şocuri;

— au un grad de acoperire al angrenării mai mare, deci o continuitate mai mare a angrenării;

— prezintă construcţii mai mici ale roţilor.

Datorită înclinării dinţilor, forţele normale pe flancurile dinţilor dau componente axiale în arbori şi lagăre. Pentru remedierea acestui inconvenient, se construiesc roţi cu dantură în formă de V şi W, prin care se anihilează forţele axiale, nemaifiind transmise în arbori şi lagăre.

Roţile cu dantura înclinată se folosesc la transmisiile de la laminoare, macarale grele, reductoare de turbină cu abur etc., deoarece pot transmite eforturi mai mari.

Prelucrarea danturii roţilor cilindrice. Dantura roţilor dinţate cilindrice (fig. 249) se execută prin două metode:

— metoda frezării individuale a dinţilor (metoda diviziunii);

— metoda frezării prin rostogolire.

Metoda frezării individuale a dinţilor constă în tăierea succesivă a golurilor dintre dinţi cu ajutorul frezelor-disc, sau al frezelor-deget, profilate după forma flancului dintelui. După frezarea completă, pe întreaga lăţime a dintelui, scula este readusă în poziţia iniţială, iar roata se roteşte cu ajutorul unui cap divizor, cu un pas circular, pentru a se freza dintele următor.

Această metodă de prelucrare a dintelui este economică pentru roţi executate în număr mic şi sculele sînt mai puţin costisitoare decît cele folosite la metoda prin rostogolire. Dantura însă nu este destul de precisă, datorită erorilor de execuţie provocate de montarea roţii şi a sculei pe maşină şi de divizarea dată de capul divizor.

Metoda rostogolirii (rulării) este mult folosită la executarea roţilor dinţate, deoarece dă o producţie sporită şi o dantură de precizie.

Scanned with OKEN Scanner

Se folosesc diferite tipuri de scule care taie dantura pe principiul rostogolirii: scula-pieptene, scula-roată dinţată, freza-melc. *Scula-pieptene* are o mişcare alternativă paralelă cu

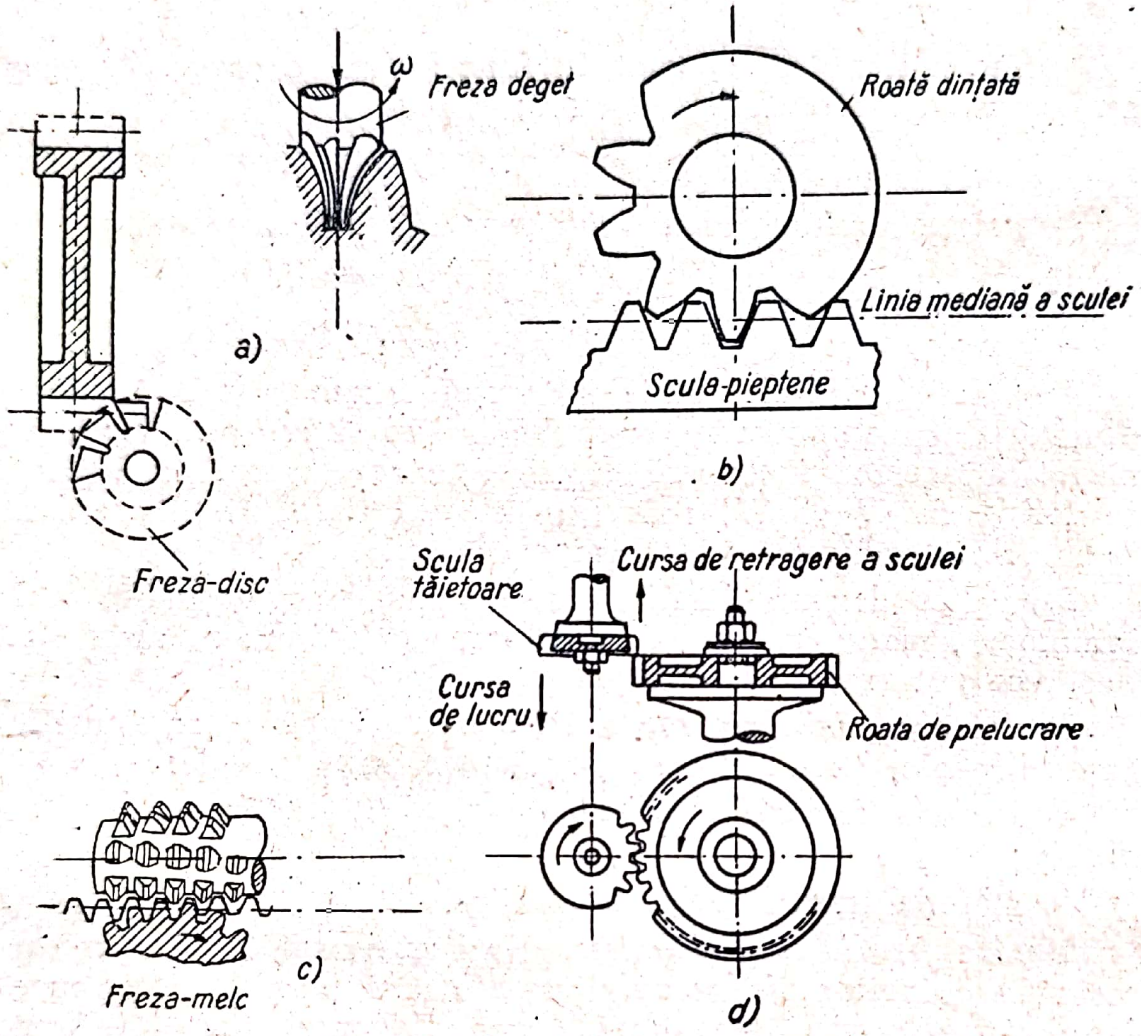


Fig. 249. Prelucrarea roţilor dinţate cilindrice :
a — tăierea individuală cu freza disc şi deget; *b* — tăierea cu scula-piepţene; *c* — tăicrea cu freza-melc; *d* — tăierea cu scula roată dinţată.

axa roţii, tăind materialul dintre dinţi şi generînd profilul evolventă al danturii, prin tangente.

Roata se roteşte după fiecare mişcare de dus-întors a sculei, cînd aceasta nu este în contact cu suprafaţa de prelucrat.

Scula-roată dinţată şi roata de prelucrat se rotesc cîte puţin în jurul axelor proprii după retragerea sculei din mişcarea de tăiere. În timpul prelucrării se produce angrenarea sculei-roată dinţată cu roata prelucrată. Scula taie din material atît

Scanned with OKEN Scanner

cît este necesar pentru o bună angrenare. Folosirea acestei scule dă o producţie sporită şi de calitate în executarea roţilor dinţate. Cu această sculă se pot executa economic danturile interioare ale roţilor dinţate.

Tăierea danturii cu freza-melc se realizează prin rotirea continuă a frezei, care angrenează cu roata ce se prelucrează. Pentru tăierea dinţilor pe toată lungimea lor, roata sau scula are o mişcare de avans pe direcţia paralelă cu axa roţii. Freza-melc este o sculă costisitoare, ascuţirea muchiilor tăietoare se face pe maşini speciale de scularie. Folosirea acestei scule dă o producţie sporită şi de calitate în executarea roţilor dinţate.

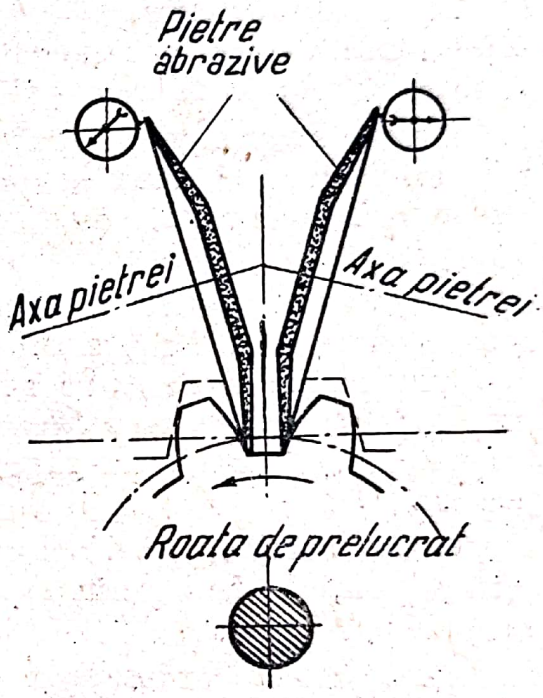


Fig. 250. Rectificarea danturii.

Pentru danturi de precizie, dinţii se rectifică cu pietre al căror profil corespunde formei golurilor dintre dinţi, sau prin metoda rulării cu discuri conice de rectificat, pe principiul folosit de scula-pieptene (fig. 250).

În raport cu prelucrarea danturii, angrenajele cilindrice au un randament mecanic $\eta = 0{,}94 \div 0{,}98$, în cadrul transmiterii puterii.

Numărul minim de dinţi la roţile dinţate. Numărul minim de dinţi se determină pentru a evita fenomenul de interferenţă la tăierea danturii şi angrenarea roţilor. Prin interferenţa danturii se înţelege pătrunderea vîrfurilor danturii unei roţi la baza dinţilor celeilalte roţi în timpul angrenării, precum şi în timpul tăierii, ceea ce duce la uzura şi scobirea bazei dinţilor, deci la micşorarea rezistenţei lor.

Pentru dantura normală, adică necorijată, cu unghiul de angrenare $\alpha = 20°$ şi coeficientul de înălţime al dinţilor $c_f = 1$ (înălţimea dinţilor este cît un modul $a = c_f \cdot m = m$), numărul minim de dinţi se calculează cu relaţia:

$$Z_{1\,min} \geqslant \frac{2}{\sin^2 20°} = 17 \text{ dinţi},$$

în cazul angrenării roţilor cu cremalieră şi tăierii dinţilor cu scula pieptene, iar în cazul tăierii danturii cu celelalte scule prin metoda rostogolirii:

$$Z_{1\,min} = \frac{2\left[1 + \sqrt{1 + i\,(2+i) \cdot i \cdot 0{,}117}\right]}{(2+i) \cdot 0{,}117},$$

în care $i = \frac{n_2}{n_1}$.

De exemplu pentru $i = 0{,}3$, corespunde $Z_{1min} = 15$ dinţi, de unde rezultă că se pot executa roţi necorijate şi sub 17 dinţi, însă folosindu-se tăierea prin metoda rostogolirii.

Pentru angrenaje cu gabarit mic, care necesită un număr mai mic de dinţi decît cel minim, calculat pentru evitarea interferenţei danturii, este necesară operaţia de corijare a danturii.

Corijarea danturii. Corijarea danturii se face pentru a evita sau micşora interferenţa dinţilor, cînd se execută $Z < Z_{min}$.

Prin corijarea danturii se poate obţine un grad de acoperire mai bun, se pot respecta anumite distanţe prescrise dintre axele arborilor, în cazul unui raport de transmitere dat şi un modul prescris.

Se fac corijări la dinţi pentru a le mări rezistenţa, a micşora uzura, şi deci pentru a le mări durabilitatea de funcţionare.

Prin o mică deplasare a sculei spre exterior în operaţia de prelucrare a danturii, se obţin dinţi mai rezistenţi, cu o grosime mai mare la bază şi cu o uşoară subţiere a vîrfurilor. Flancurile au raza de curbură mai mare şi deci presiunile pe flancuri sînt mai reduse. O astfel de deplasare a sculei se numeşte *deplasare pozitivă* în operaţia de corijare a danturii; în cazul unei deplasări în interior, adică o *deplasare negativă*, a sculei se obţin dinţi mai subţiaţi la bază şi mai groşi la vîrf. Deci în raport cu deplasarea sculei se poate obţine dintele corespunzător unei angrenări bune şi rezistente (fig. 251).

Se fac corijări printr-o scurtare a capului, sau modificarea curburii flancului, pentru a evita fenomenul de interferenţă şi pentru realizarea unei bune angrenări.

Uzura danturii. Prin uzură se înţelege distrugerea şi îndepărtarea lentă a microparticulelor de la suprafeţele flancurilor în contact cu frecare, datorită tensiunilor normale ce iau naştere la strivirea locală a neregularităţilor din prelucrare şi tensiunilor superficiale tangenţiale care duc la retezarea, to-

Scanned with OKEN Scanner

cirea, respectiv dislocarea acestor microparticule (uzură de gripare). Uzura este condiţionată de calitatea materialelor, de structura lor, de condiţiile de ungere, de etanşare etc. Obo-

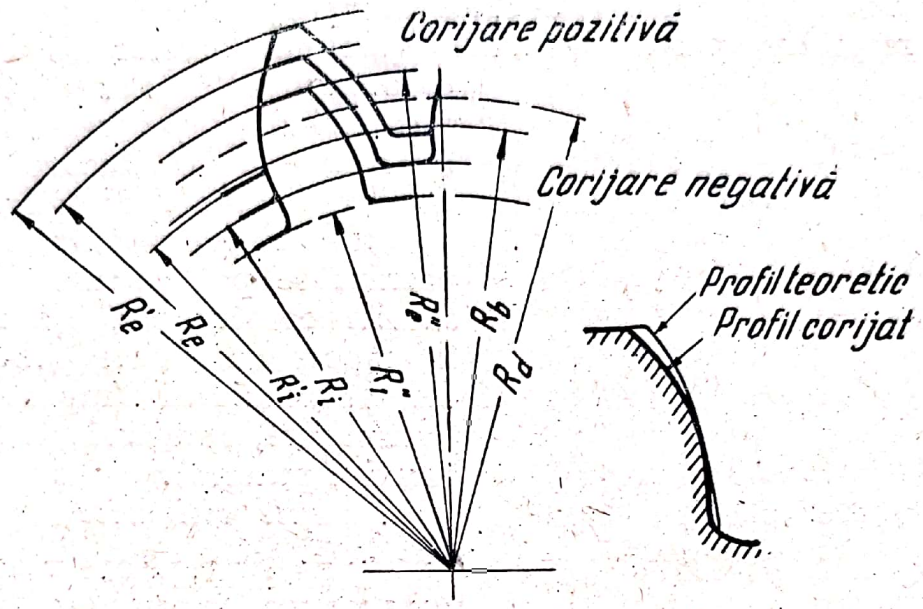


Fig. 251. Dinţi corijaţi.

seala materialului contribuie la micşorarea rezistenţei structurale a stratului şi dă naştere la microfisuri (mici cratere de uzură) (fig. 252). Prin pătrunderea prafului abraziv, se accele-

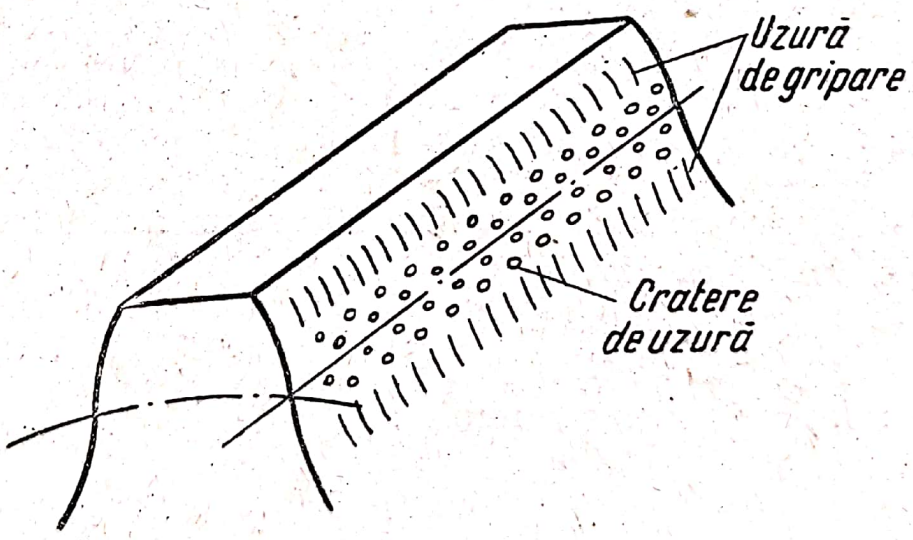


Fig. 252. Uzura dinţilor.

rează uzura roţilor dinţate, iar prin folosirea uleiurilor cu suspensii coloidale de grafit care pătrund printre microasperităţile flancurilor danturii, se realizează o netezire a suprafeţei de contact şi deci o durabilitate mai mare de funcţionare.

Scanned with OKEN Scanner

Uzura se micşorează prin durificarea suprafeţelor (cementare, nitrurare, călire) şi prin o întreţinere corespunzătoare a angrenajelor, asigurînd ungerea lor periodic.

Elemente de calcul. La orice angrenaj se calculează modulul, respectiv pasul danturii. Calculul acestor dimensiuni caracteristice roţilor dinţate se face avînd în vedere condiţiile de rezistenţă la încovoiere şi de durabilitate a dinţilor.

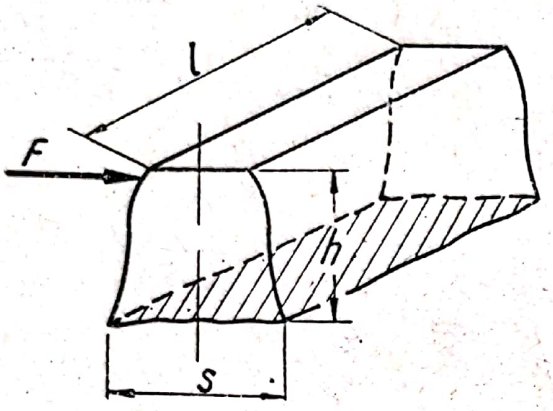


Fig. 253. Solicitarea dinţilor de la angrenaje.

Cu mărimea modulului sau a pasului se pot calcula dimensiunile constructive ale roţilor în raport cu datele principale ale angrenajului (raportul de transmitere, numărul de dinţi, turaţia, puterea).

a. *Roţile cilindrice cu dinţi drepţi.* 1. Calculul modulului (fig. 253). Dinţii sînt solicitaţi la încovoiere. Momentul de încovoiere este dat de forţa ce apasă pe dinte la intrarea în angrenare, deci pe vîrful dintelui, la distanţa h de secţiunea defavorabilă la încovoiere, adică de la baza dintelui. Relaţiile de calcul elementar sînt:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W}, \text{ în care } M_i = F \cdot h,$$

$$\text{iar } W = \frac{1}{6} l s^2, \text{ în care:}$$

F este forţa periferică ce acţionează asupra dintelui;
h — înălţimea dintelui;
l — lungimea dintelui;
s — grosimea dintelui.

Din relaţia de mai sus rezultă:

$$\sigma_i = \frac{6 \cdot F \cdot h}{l \cdot s^2}.$$

Grosimea şi înălţimea dintelui se pot exprima în raport cu modulul danturii şi avînd în vedere factorii ce influenţează asupra rezistenţei danturii, cum sînt: coeficientul dinamic c_{din} coeficientul de formă c_f, coeficientul de concentrare a tensiu-

Scanned with OKEN Scanner

nilor β_k şi coeficientul gradului de acoperire a angrenării c_ε; rezultă relaţia de calcul la încovoierea danturii:

$$\sigma_{i\,max} = F \cdot \frac{c_{din} \cdot c_f \cdot \beta_k}{m \cdot 1 \cdot c_\varepsilon} < (\sigma_a)_0,$$

în care:

$$(\sigma_a)_0 = \frac{2\sigma_{-1} \cdot \sigma_{ci}}{\sigma_{-1} + \sigma_{ci}}, \text{ pentru oţel}$$

şi

$$(\sigma_a)_0 = \frac{1}{6}\sigma_r + \frac{1}{4}\sigma_{-1} \text{ pentru fontă.}$$

Coeficientul de siguranţă este:

$$c = \frac{\sigma_a}{\sigma_{i\,max.}} \geqslant 2.$$

— Coeficientul dinamic este $c_{din} = 1 + \frac{v}{K} > 1$, în care v este viteza periferică în m/s şi K este dat în tabele în raport cu natura materialului. Rezultă că eforturile cresc cu cît vitezele sînt mai mari, deci cu cît c_{din} este mai mare, şi astfel este introdus la numărător (tabela 39).

Tabela 39

Valori pentru K la calculul coeficientului dinamic c_{din}

Materialul	Fontă, oţel turnat neprelucrat	Fontă, oţel turnat, oţel-carbon prelucrat grosolan	Bronz	Oţel aliat cu:		
				Ni	Cr şi Ni	Cr şi V
				prelucrare precisă		
Valoarea lui K	3	6	8	9	12	14

— Coeficientul de formă c_f se ia din tabele în raport cu numărul de dinţi şi are valori $c_f = 2 \div 3{,}5$; pentru un număr mic de dinţi corespunde un coeficient mare de formă; în acest caz dintele este mai solicitat, deci acest coeficient este introdus la numărătorul expresiei pentru σ_{max} (tabela 40).

— Coeficientul de concentrare la tensiuni β_k este în raport cu forma de racordare la baza dintelui şi cu calitatea materialului; are valorile: $\beta_k = 1{,}6 \div 2{,}5$.

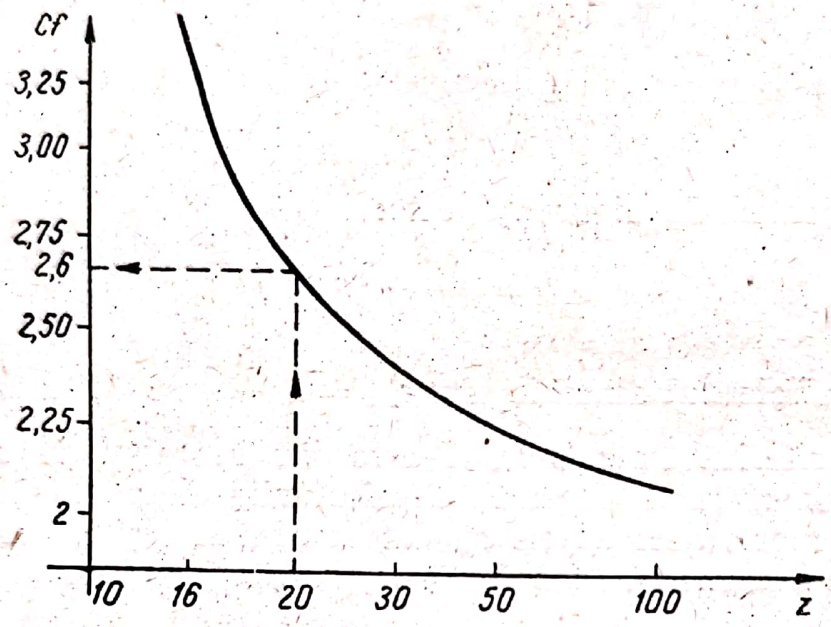
Scanned with OKEN Scanner

Efectul de crestătură a pieselor influenţează eforturile, dînd concentrări de tensiuni; de aceea acest coeficient s-a introdus la numărătorul expresiei pentru σ_{max}.

— Coeficientul gradului de acoperire: $c_\varepsilon = (0{,}6 \div 0{,}9) \cdot \varepsilon$.

Valorile mici se iau pentru roţi neprelucrate (turnate), iar valorile mari, pentru roţi prelucrate fin.

Tabela 40



Cu cît gradul de acoperire este mai mare, cu atît eforturile sînt repartizate pe mai mult de o pereche de dinţi în angrenare ($\varepsilon > 1$) şi pentru această C_ε s-a introdus la numitor.

— Din calculul la încovoiere a dinţilor a rezultat că modulul şi lungimea sînt la numitorul relaţiei date şi într-adevăr cu cît dimensiunile dintelui sînt mai mari, cu atît eforturile unitare sînt mai mici.

— Gradul de acoperire este în raport cu numărul de dinţi şi unghiul de angrenare:

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi}\left[\sqrt{\left(\frac{Z_1+2}{\cos\alpha}\right)^2 - Z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{Z_2+2}{\cos\alpha}\right)^2 - Z_2^2} - (Z_1+Z_2)\operatorname{tg}\alpha\right].$$

De exemplu, pentru $Z_1 = 20$; $Z_2 = 80$ şi $\alpha = 20°$; $\varepsilon = 1{,}67$.

Din relaţia de bază se pot deduce şi alte relaţii în raport cu momentul de transmisie sau puterea mecanică.

Scanned with OKEN Scanner

Forța periferică este:

$$F = \frac{M_t}{R} = \frac{M_t}{\frac{m \cdot Z}{2}} = \frac{2M_t}{mZ},$$

în care s-a înlocuit $R = \frac{D}{2} = \frac{m \cdot Z}{2}$, știind că modulul $m = \frac{D}{Z}$.

Lungimea dintelui se poate exprima în raport cu modulul $l = \psi m$, în care coeficientul de lungire $\psi = 8 \div 60$ se ia în raport cu calitatea prelucrării dinților. Pentru prelucrări foarte fine, se iau valori mari, pentru prelucrări normale $\psi = 15 \div 25$.

Înlocuind acestea în relația de bază, se obține:

$$\sigma_{i\,max} = \frac{2M_t}{mZ} \cdot \frac{C_{din} \cdot C_f \cdot \beta_k}{m \cdot \psi m \cdot C_\varepsilon}$$

sau

$$= 10 \sqrt[3]{\frac{2M_t}{\frac{\sigma_{imax} \cdot C_\varepsilon}{C_{din} \cdot C_f \cdot \beta_k} \cdot \psi \cdot Z}}$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{636 M_t}{\sigma_g \cdot \psi \cdot Z}},$$

în care:

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{imax}}{C_{din} \cdot \pi \cdot C_f \cdot \beta_k} \cdot C;$$

σ_g este un factor de încărcare globală (în expresia de sub radical s-a introdus la numărător și numitor numărul $\pi = 3{,}14$).

S-a amplificat partea a doua a relației cu 10, deoarece rezultatul era în cm, iar modulul trebuie scris în mm.

Înlocuind $M_t = 71\,620 \frac{N}{n}$, rezultă o altă relație a modulului:

$$m = 10 \sqrt[3]{\frac{143\,240\,N}{\frac{\sigma_{imax} \cdot C_\varepsilon \cdot \psi \cdot Z \cdot n}{C_{din} \cdot C_f \cdot \beta_k}}} = 10 \sqrt[3]{\frac{45\,600\,N}{\sigma_g \cdot \psi \cdot Z \cdot n}};$$

$\sigma_g = 30 \div 40$ kgf/cm², pentru fontă;
$\sigma_g = 50 \div 70$ kgf/cm², pentru oțel.
Din STAS 822-51 se alege modulul standardizat.

Scanned with OKEN Scanner

Modulul se calculează la un angrenaj pentru roata mică, deoarece i se poate alege numărul de dinţi minim şi deci ceilalţi factori trebuie raportaţi la această roată (M_t, N, n, z).

2. Determinîndu-se modulul, se pot calcula celelalte elemente dimensionale constructive ale angrenajului, în raport cu modulul:

— pasul: $p = \pi \cdot m$;

— diametrele de rostogolire: $D_1 = m \cdot Z_1$; $D_2 = m \cdot Z_2$, ale roţilor *1* şi *2*;

— diametrul vîrfurilor: $D_{e1} = D_1 + 2m = mZ_1 + 2m = m(Z_1 + 2)$;

$$D_{e2} = D_2 + 2m = mZ_2 + 2m = m(Z_2 + 2);$$

— diametrul bazei dinţilor $D_{i1} = D_1 - 2{,}4m = m(Z_1 - 2{,}4)$;

$$D_{i2} = D_2 - 2{,}4m = m(Z_2 - 2{,}4);$$

— înălţimea dinţilor: $h = a + b = m + 1{,}2m = 2{,}2m$ (în raport cu modulul);

sau: $h = 0{,}3\ p + 0{,}4\ p = 0{,}7\ p$ (în raport cu pasul);

— distanţa între axe $A = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{m}{2}(Z_1 + Z_2)$;

— lungimea danturii $l = \psi m$.

3. La angrenaje se mai face şi calculul de durabilitate, în raport cu dimensiunile danturii, natura materialului şi avînd în vedere oboseala materialului, precum şi pentru o verificare a modulului.

4. Randamentul angrenajelor cu dinţi drepţi este dat de relaţia $\eta = 1 \div 6\ \mu\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right) C_{din}$,

în care se ia:

$\mu = 0{,}01 \div 0{,}04$ pentru suprafeţe foarte netede, cu ungere bună;

$\mu = 0{,}05 \div 0{,}10$ pentru alte condiţii de exploatare a danturii.

5. Încălzirea angrenajelor.

Pierderea prin frecări este $N_f = 6\ \mu \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right) C_{din} N$.

Cantitatea de căldură corespunzătoare pierderilor prin frecări $Q = 632\ N_f$ kcal/h.

Această căldură trebuie să fie iradiată prin pereţii carcasei în care este montat angrenajul.

$$Q = k \cdot A(t - t_0), \text{ în care } k = 16 \div 20\ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{gm}},$$

Scanned with OKEN Scanner

A este suprafaţa de iradiere, în m^2, $t = 60\,°C$ (temperatura din interior) şi $t_0 = 25\,°C$ (temperatura mediului înconjurător). Din aceasta se determină sau se verifică suprafaţa de iradiere a căldurii dată de angrenaj.

b. Roţile cilindrice cu dinţii înclinaţi. Calculul modulului se face după acelaşi sistem ca şi la roţile dinţate cu dinţi drepţi.

La roţile cu dinţi înclinaţi, unghiul de înclinare al dinţilor faţă de axa roţii intervine astfel:

$$\sigma_{max} = F\,\frac{c_{din}\cdot c'_f\cdot \beta_k}{\cos\beta\cdot c'_\varepsilon\cdot m\cdot l} < (\sigma_a)_o, \text{ în care:}$$

$$c'_\varepsilon = 0{,}5\,(\varepsilon + \varepsilon_s);$$

ε_s este suplimentar, dat de înclinarea dinţilor, mărind astfel gradul de acoperire: $\varepsilon_s = \frac{L\,tg\,\beta}{p_a}$, în care L este lăţimea roţii, p_a — pasul aparent.

În relaţia de mai sus este trecut modulul normal.

c'_f se alege din tabele în raport cu un număr de dinţi rezultat din relaţia $Z_1 = \frac{Z}{\cos^3\beta}$.

1. Făcîndu-se aceleaşi înlocuiri a lungimii l în raport cu modulul şi forţa periferică în raport cu momentul, sau cu puterea şi turaţia, rezultă următoarele relaţii similare pentru modul:

$$m = 10\sqrt[3]{\frac{1{,}3\,M_t}{\frac{\sigma_{max}}{C_{din}C'_f\beta_k}\,C'_\varepsilon\cdot\psi\cdot Z}}\text{, în mm sau}$$

$$m = 10\sqrt[3]{\frac{93\,\frac{100\cdot N}{}}{\frac{\sigma_{max}}{C_{din}\cdot C'_f\cdot\beta_k}\,C'_\varepsilon\cdot\psi Zn}};\quad m = \sqrt[3]{\frac{413\cdot Mt}{\sigma_g\cdot\psi\cdot Z}}.$$

În calcul s-a aplicat un coeficient de corecţie $k = 0{,}65$, pentru a avea în vedere o încărcare mai bună a danturii înclinate, deci se iau rezistenţe admisibile mai mari, şi rezultă dimensiuni mai mici.

2. Celelalte elemente se calculează pe baza modulului.

— La dantura înclinată se deosebeşte: *pasul aparent*, măsurat în planul perpendicular pe axa roţii, şi *pasul normal*,

Scanned with OKEN Scanner

măsurat într-un plan perpendicular pe direcţia flancului dintelui.

Pasul normal este $p = \pi \cdot m$, iar pasul aparent $p_a = \frac{p}{\cos \beta}$.

— Corespunzător pasului aparent este modulul aparent $m_a = \frac{m}{\cos \beta}$.

— Diametrul de rostogolire aparent: $D_{a1} = m_a Z_1$ şi pentru roata a doua, $D_{a2} = m_a Z_2$.

Distanţa între axe $A = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{m_a}{2}(Z_1 + Z_2) =$

$$= \frac{m}{2 \cos \beta}(Z_1 + Z_2).$$

Lăţimea roţii, $l = l_1 \cos \beta$, în care l_1 este lungimea dintelui, $l_1 = \psi \cdot m$.

3. Randamentul angrenajului cu dantura înclinată:

$\eta = 1 - 0{,}8 \cos \beta 6 \cdot \mu \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right) C_{din}$; se constată că angrenajul are un randament mai bun decît roţile cu dinţi drepţi.

4. Verificarea la încălzire se face în mod similar ca la roţile cu dinţii drepţi.

13.5.2. **Angrenaje cu cremalieră.** Angrenajul cu cremalieră (fig. 254) se compune dintr-o roată dinţată cilindrică şi dintr-o bară dinţată, numită cremalieră. Cremaliera se consideră limita unei roţi dinţate care are raza $R = \infty$. În acest caz, cercul vîrfurilor şi cercul de rostogolire devin linii drepte, iar profilul evolventă devine o linie înclinată, dinţii cremalieri avînd profil trapezoidal.

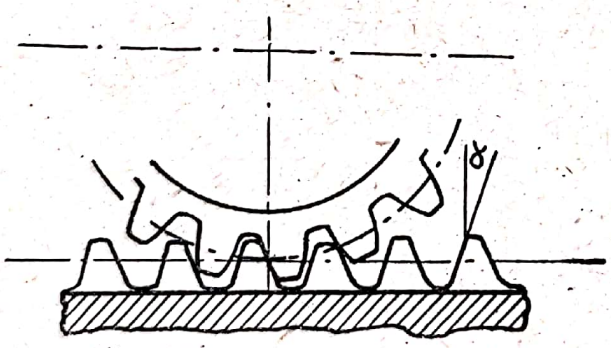


Fig. 254. Angrenaj cu cremalieră.

Cremaliera se execută din oţel forjat şi dantura se execută prin frezare sau rabotare. Dantura poate fi dreaptă sau înclinată. Angrenajul cu cremalieră se foloseşte la maşini de ridicat şi la mecanisme de transformare a mişcării circulare în mişcare liniară, şi invers.

Scanned with OKEN Scanner

Elemente de calcul. *a*) Dantura este solicitată la încovoiere, $M_i = F \cdot h = W \cdot \sigma_{ai}$.

Notînd $h \simeq 0{,}7\ p$ şi grosimea $s = \frac{p}{2}$, rezultă:

$$F \cdot 0{,}7\ p = \frac{1}{6} \cdot l \left(\frac{p}{2}\right)^2 \cdot \sigma_{al} \text{ sau } F = \frac{\sigma_{al}}{16{,}8} \cdot l \cdot p.$$

Se notează $C = \frac{\sigma_{ai}}{16{,}8}$, numită cifră globală de încărcare.

Înlocuind pe $l = \psi' \cdot p$ rezultă:

$F = C \cdot \psi' \cdot p^2$, de unde $p = \sqrt{\frac{F}{C\psi'}}$;

$C = 30 \div 40$ kgf/cm² pentru fontă;

$C = 50 \div 70$ kgf/cm² pentru oţel;

$\psi' = \frac{l}{p}$ sau

$\psi' = \frac{\psi}{\pi} = 2 \div 6$, pentru dantură prelucrată normală.

Se iau pentru ψ' valori mici pentru dantura turnată, neprelucrată, şi valori mai mari, pentru dantură prelucrată fin.

Forţa periferică rezultă din momentul de transmis:

$F = \frac{M_t}{R} = \frac{71\,620\,N}{R \cdot n}$, în care R este raza roţii.

b) Cremaliera este solicitată la compresiune şi încovoiere.

$$\sigma_{tot} = \sigma_c + \sigma_i = \frac{F}{a \cdot b} + \frac{M_i}{W}, \text{ în care } M_i = Fe \text{ şi } W = \frac{ba^2}{6}.$$

Trebuie ca $\sigma_{tot} < \sigma_a$ (700÷1 000 kgf/cm²).

În relaţia de mai sus s-a notat:

b — lăţimea cremalierei;

a — grosimea cremalierei;

e — distanţa de la punctul de aplicare a forţei F pe dantură faţă de axa cremalierei: $e = \frac{a}{2} + 0{,}4\ P_{(pas)}$.

Scanned with OKEN Scanner

13.5.3. **Angrenaje elicoidale.** Angrenajele elicoidale (fig. 255) sînt formate din roţi cilindrice, pe periferia cărora sînt prelucraţi dinţii cu profil în formă de elice.

Se consideră un corp cilindric pe care se taie un filet cu profilul în evolventă cu Z începuturi şi se limitează o porţiune cît lăţimea roţii.

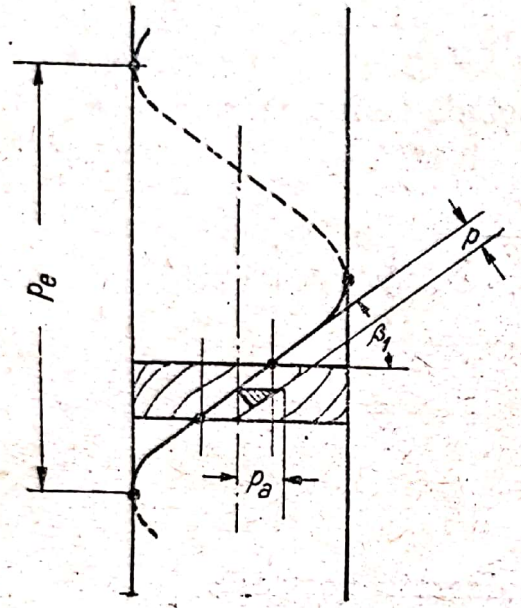


Fig. 255. Construcţia roţii elicoidale.

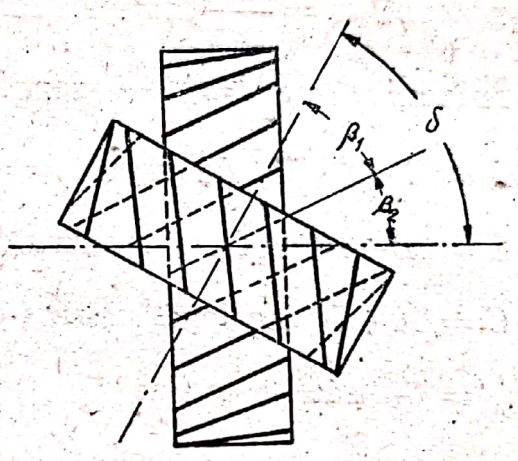


Fig. 256. Angrenaj elicoidal.

Unghiul de înclinare al elicei faţă de axa roţii este unghiul β de înclinare al dinţilor (fig. 256).

Dinţii a două roţi elicoidale în angrenare au unghiuri diferite de înclinare (β_1, β_2).

În proiecţia pe un plan tangent roţilor cilindrice, axele roţilor închid un unghi $\delta = \beta_1 + \beta_2$.

Între flancurile dinţilor apar frecări apreciabile, care produc uzură mare dinţilor şi fac ca randamentul mecanic al angrenajului să fie mic $\eta = 0{,}77$.

Datorită înclinării dinţilor în formă de elice, eforturile normale pe flancuri dau componente axiale în arbori şi în lagărele de susţinere ale arborilor.

Elemente de calcul. Relaţiile de calcul al modulului sînt similare cu cele ale roţilor cilindrice cu dinţi înclinaţi. Calculul celorlalte elemente se face astfel:

a) pasul aparent: $P_{a1} = \frac{P}{\cos \beta_1}$; $P_{a2} = \frac{P}{\cos \beta_2}$;

b) diametrul de rostogolire, aparent : $D_{a1} = m_{a1} \cdot Z_1 = \frac{m}{\cos \beta_1} \cdot Z_1$; $D_{a2} = m_{a2} Z_2 = \frac{m}{\cos \beta_2} \cdot Z_2$;

c) distanţa între axe, $A = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{m}{2} \left(\frac{Z_1}{\cos \beta_1} + \frac{Z_2}{\cos \beta_2} \right)$;

d) calculul raportului de transmitere. Din relaţiile date rezultă:

$$D_{a1} \cdot \cos \beta_1 = m \cdot Z_1,$$

$$D_{a2} \cdot \cos \beta_2 = m \cdot Z_2$$ şi făcînd

raportul acestora, aflăm raportul de transmitere:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_{a2} \cdot \cos \beta_2}{D_{a1} \cos \beta_1};$$

e) randamentul angrenajului elicoidal se determină astfel: $\eta = \frac{1 - \mu' \operatorname{tg} \beta_2}{1 + \mu' \operatorname{tg} \beta_1}$, care depinde de unghiurile de înclinare β_1, β_2, şi coeficientul de frecare $\left(\mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha} \right.$, în care $\mu = \operatorname{tg} \varphi$ este coeficientul de frecare). Randamentul este maxim cînd $\beta_1 - \beta_2 = \varphi$.

13.5.4. **Angrenajul melc şi roată melcată.** Angrenajul melc şi roată melcată (fig. 257) face parte din categoria angrenajelor elicoidale. Una din roţi (şurubul-melc), capătă un diametru mic şi lăţime mare, astfel că pasul elicei se micşorează, iar dintele se înfăşoară de mai multe ori pe lăţime, roata luînd aspectul unui şurub (şurub-melc).

Roata condusă are dantura elicoidală şi în formă scobită, ca un sector de piuliţă, care se angrenează cu melcul.

Unghiul format de axele arborilor, proiectate pe un plan este în general $\delta = 90°$.

Melcul poate avea un număr de începuturi $i_s = 1 \div 4$.

Raportul de transmitere $i_{12} = \frac{Z}{i_s}$,

în care:

Z este numărul de dinţi ai roţii melcate;

i_s — numărul de începuturi ale şurubului-melc.

Cu acest angrenaj se pot obține rapoarte de transmitere $i_{12}=30\div50$.

Datorită frecărilor mari, randamentul este scăzut:

$$=0,6\div0,7,$$

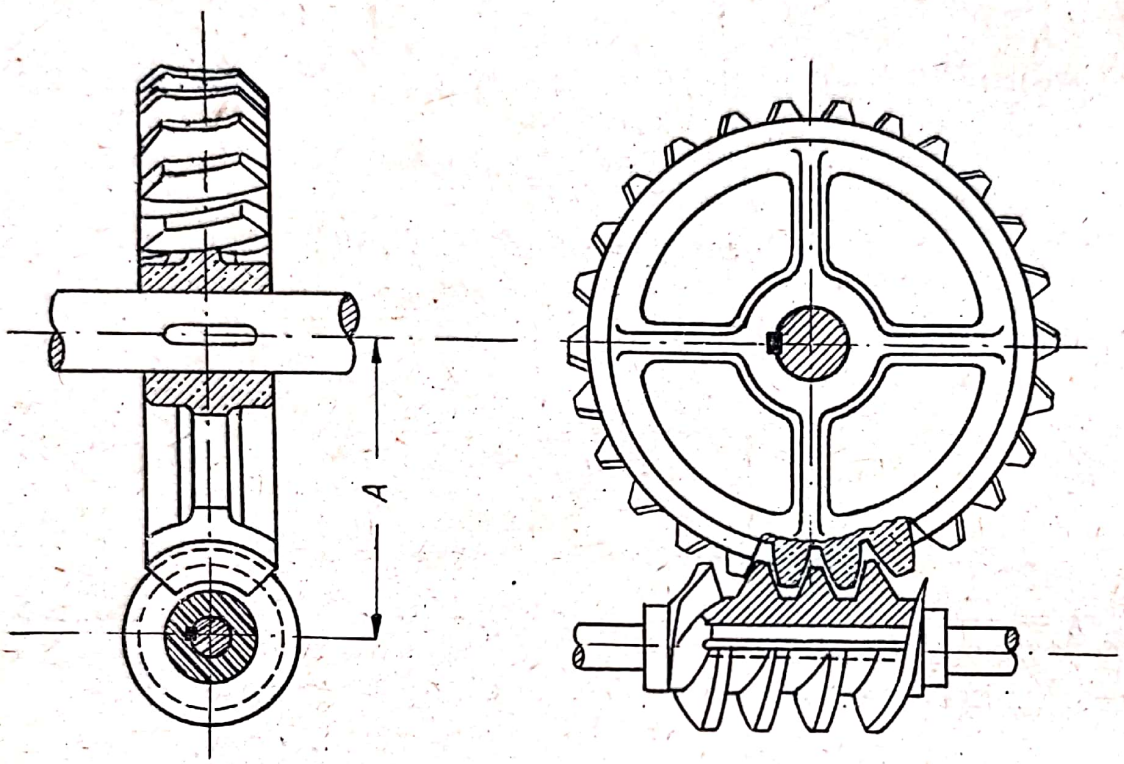


Fig. 257. Angrenaj-melc și roată melcată.

Dantura înclinată în formă de elice dă componente pe direcțiile axială, radială și tangențială la periferia danturii. Arborii sînt solicitați la eforturi compuse de încovoiere, răsucire, compresiune-întindere.

Angrenajul se folosește la transmiterea de puteri cu raport mare de transmitere a turațiilor.

Melcul este executat din oțel, iar roata melcată cu coroana dințată din bronz fosforos rezistent la uzură, care se montează pe obada roții din oțel sau fontă, prin diferite sisteme de prindere (presat sau cu șuruburi).

Elemente de calcul. *a*) Din triunghiul dreptunghic format prin desfășurarea spirei cu i_s începuturi, unghiul α_s al elicei melcului, în raport cu diametrul de rostogolire și pasul p_a aparent este dat prin relația:

$i_s \cdot p_a = \pi d \cdot tg\,\alpha_s$, în care $i_s\, p_a = p_e$ (pasul elicei); pentru $i_s = 1$; $p_a = p_e$.

Scanned with OKEN Scanner

b) Raportul de transmitere se determină ca la angrenajul elicoidal:

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{z_2}{z_1}=\frac{D_{a2}\cdot\cos\beta_2}{D_{a1}\cos\beta_1}$$ şi deoarece în general, $\beta_1+\beta_2=90°$ rezultă $\cos\beta_1=\cos(90-\beta_2)=\sin\beta_2$ şi deci $i_{12}=\frac{D_{a2}}{D_{a1}}$ ctg β_2. Unghiul $\beta_2=\alpha_s$ este echivalent cu unghiul de înclinare al spirei faţă de un plan perpendicular pe axa şurubului melc.

c) Randamentul angrenajului-melc şi roata melcată:

$\eta=\frac{1-\mu' tg\,\beta_2}{1+\mu' tg\,\beta_1}$; înlocuind $\beta_1=90-\beta_2$ şi $\mu'=$ tg φ' rezultă $\eta=$

$$=\frac{\text{tg}\,\beta_2}{\text{tg}\,(\beta_2+\varphi')}=\frac{\text{tg}\,\alpha_s}{\text{tg}\,(\alpha_s+\varphi')},$$

în care $\beta_2=\alpha_2$ şi $\text{tg}\,\varphi'=\mu'=\frac{\mu}{\cos\alpha}$ ($\alpha=20°$ pentru dantura normală), iar μ este coeficientul de frecare. Randamentul creşte cu unghiul α_s; η_{max} este pentru $\alpha_s=45°-\frac{\varphi'}{2}=30°$.

Pentru $\alpha_s<\varphi'$, angrenajul prezintă condiţia de autofrînare şi în acest caz se foloseşte la maşinile de ridicat, unde sarcina ridicată, rămîne în acea poziţie datorită rezistenţei de frecare dintre flancurile roţilor.

d) Modulul se calculează ca la roţile elicoidale cu dantura înclinată. Se iau în calcul elementele roţii, luînd în considerare şi randamentul angrenajului:

$$m_a=\frac{10}{\cos\beta_2}\sqrt[3]{\frac{1{,}3M_{t_2}}{\frac{\sigma_{max}}{C_{din}C_f'\beta_k}C'_{e\psi}Z\eta}}.$$ Se poate predimensiona luînd $\sigma_g=\frac{\sigma_{max}}{C_{din}C_f'\cdot\beta_k}\cdot C'_{e,}$ cu valoare date la angrenajele anterioare.

e) Determinarea elementelor constructive ale roţii:

— diametrul de rostogolire $D=m_a\cdot Z$;
— diametrul vîrfurilor $D_e=D+2\cdot m_a$;
— diametrul de bază $D_i=D-2{,}4m_a$.

Scanned with OKEN Scanner

f) Determinarea elmentelor constructive ale melcului:

— diametrul de rostogolire $d = \frac{i_s \cdot m_a}{\operatorname{tg} \alpha_s}$;

— diametrul exterior $d_e = d + 2 \cdot m_a$;

— diametrul interior $d_i = d - 2{,}4 \cdot m_a$;

— lungimea melcului $L = (11 + 0{,}06\ Z) \cdot m_a$, pentru $i_s = 1 \div 2$.

$L = (12{,}3 + 0{,}09\ Z)\ m_a$, pentru $i_s = 3 \div 4$,

g) Distanţa între axe $A = \frac{D' + d}{2} = \frac{m_a Z + \frac{m_a \cdot i_s}{\operatorname{tg} \alpha_s}}{2} =$

$$= \frac{m_a}{2}\left(Z + \frac{i_s}{\operatorname{tg} \alpha_s}\right).$$

13.5.5. **Angrenaje conice.** Angrenajele conice (fig. 258) se folosesc la transmisiile mecanice ale căror arbori au axele concurente sub un unghi δ; în cele mai multe transmisii $\delta = 90°$. Unghiul δ

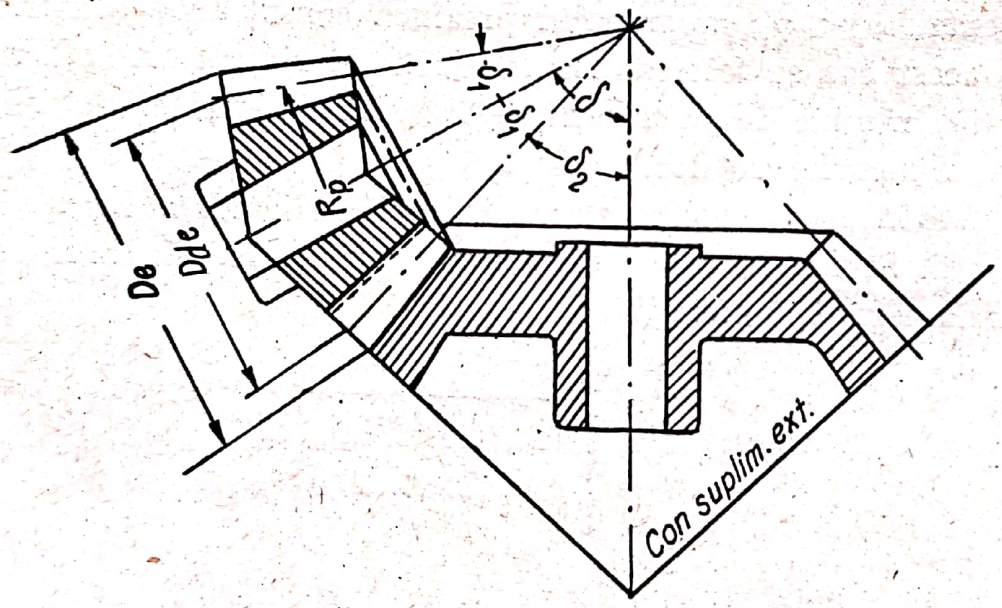


Fig. 258. Angrenaj conic.

este compus din unghiurile formate de axele roţilor cu generatoarea conică a roţilor: $\delta = \delta_1 + \delta_2$.

Roţile conice se execută la maşini speciale prelucrînd dantura cu dinţii drepţi, înclinaţi sau curbi faţă de generatoarea comună a roţilor.

Scanned with OKEN Scanner

Elemente de calcul pentru roţile conice cu dinţii drepţi.

a) C a l c u l u l m o d u l u l u i. Dantura este solicitată la încovoiere; se ajunge la o relaţie similară cu cea de la roţile cilindrice:

$$\sigma_{max} = F \cdot \frac{c_{din} \cdot c'_f \cdot \beta_k}{c_\varepsilon \cdot m \cdot l} < (\sigma_a)_0.$$

Coeficientul de formă c'_f se ia în raport cu un număr $Z' = \frac{Z}{\cos \delta_1}$, în care Z este numărul de dinţi. Făcînd înlocuirile forţei în raport cu momentul, lungimea exprimată în raport cu modulul, rezultă:

$$m = 10 \sqrt[3]{\frac{2M_{t_1}}{\frac{\sigma_{max}}{c_{din} \cdot c'_f \cdot \beta_k} c_\varepsilon \psi Z}}; \quad \text{în care } \psi = \frac{l}{m} = 6 \div 12.$$

b) Determinarea elementelor constructive. La calculul elementelor constructive se ţine seama că profilul danturii se micşorează pe lungimea dintelui, spre vîrful conului de rostogolire. Dintele are înălţimea şi grosimea din ce în ce mai mici, cu cît înaintează spre vîrful conului. Pentru aceasta, calculul de mai sus s-a făcut pentru o grosime medie a dintelui, rezultînd un modul mediu (m). La extremităţile roţii conice vor fi module diferite faţă de cel mediu, la exterior m_e şi la interior m_i faţă de vîrful conului:

— pasul pe cercul de rostogolire exterior, $p_e = \pi \cdot m_e$;

— pasul pe cercul de rostogolire mediu, $p = \pi \cdot m$;

— pasul pe cercul de rostogolire interior, $p_i = \pi \cdot m_i$;

— măsurile de gabarit ale roţii conice se fac pe cercul exterior a vîrfurilor: $D_{ev} = D_{e1} + a \cdot \cos \delta_1$, în care:

$D_{e1} = m_{ei} \cdot Z$ — pe cercul de rostogolire; a este capul dintelui $a = m$; δ_1 este unghiul caracteristic al roţii considerate.

c) Raportul de transmitere a turaţiilor:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}, \quad \text{în care}$$

$\delta_1 + \delta_2 = \delta = 90°$ în cele mai multe transmisii.

Exemple de calcul.

Exemplul 1. Un angrenaj cilindric cu dinţi drepţi transmite o putere N_1=20 CP de la o turaţie n_1= 1 000 rot/min la n_2=250 rot/min. Să se dimensioneze roţile cu dantura normală.

Scanned with OKEN Scanner

Rezolvare:

Roţile se execută din oţel cu $\sigma_r = 50$ kgf/mm².

Calculul modulului, $m = 10\sqrt[3]{\frac{45\,600 \cdot N_1}{\sigma_g \cdot \psi \cdot Z_1 \cdot n_1}}$ Se alege $\psi = 20$; $Z_1 = 20$; $\sigma_g = 70$ kgf/cm²;

$m = 10\sqrt[3]{\frac{45\,600 \cdot 20}{70 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 1\,000}} = 3{,}5$ mm, conform STAS 822—51.

— pasul $p = \pi m = 3{,}14 \cdot 3{,}5 = 11$ mm;

La roata 1:

— diametrul de rostogolire $D_1 = m \cdot Z_1 = 3{,}5 \cdot 20 = 70$ mm;
— diametrul vîrfurilor: $D_{e1} = D_1 + 2 \cdot m = 70 + 2 \cdot 3{,}5 = 77$ mm;
— diametrul bazei dinţilor $D_{i1} = D_1 - 2{,}4 \cdot m = 70 - 8{,}4 = 61{,}6$ mm.

La roata 2:

— numărul de dinţi $Z_2 = i_{12} \cdot Z_1 = \frac{n_1}{n_2} \cdot Z_1 = \frac{1\,000}{250} \cdot 20 = 80$ dinţi;
— diametrul de rostogolire $D_2 = m \cdot Z_2 = 3{,}5 \cdot 80 = 280$ mm;
— diametrul vîrfurilor $D_{e2} = D_2 + 2 \cdot m = 280 + 2 \cdot 3{,}5 = 287$ mm;
— diametrul bazei dinţilor $D_{i2} = D_2 - 2{,}4 \cdot m = 280 - 8{,}4 = 271{,}6$ mm;

— distanţa între axe, $A = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{70 + 280}{2} = 175$ mm;

— lungimea dinţilor, $l = \psi \cdot m = 20 \cdot 3{,}5 = 70$ mm;

— randamentul angrenajului $\eta = 1 - 6\mu\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right) C_{din}$;

$$C_{din} = 1 + \frac{v}{K}; \quad v = \frac{\pi D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}07 \cdot 1\,000}{60} = 3{,}7 \text{ m/s.}$$

Din tabele se ia $K = 6$ pentru oţel şi atunci $C_{din} = 1 + \frac{3{,}7}{6} = 1{,}62$; se ia $\mu = 0{,}05$ pentru condiţii obişnuite de exploatare a angrenajului:

$$\eta = 1 - 6 \cdot 0{,}05\left(\frac{1}{20} + \frac{1}{80}\right) 1{,}62 = 0{,}97.$$

Încălzirea angrenajului. Pierderea prin frecări $N_f = 6\mu\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right) C_{din} \cdot N = 6 \cdot 0{,}05\left(\frac{1}{20} + \frac{1}{80}\right) 1{,}62 \cdot 20 = 0{,}6$ CP.

Căldura rezultată din frecări $Q = 632\ N_f = 632 \cdot 0{,}6 = 380$ kcal/h.

Scanned with OKEN Scanner

Suprafaţa necesară a carcasei pentru iradierea căldurii:

$$A_{nec} = \frac{Q}{k \cdot (t - t_0)} = \frac{.380}{16 \cdot 40} = 0{,}6 \text{ m}^2.$$

S-a luat $k = 16 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{grd} \cdot \text{h}}$ şi $\Delta t = t - t_0 = 40\,°\text{C}$.

Calculul coeficientului de siguranţă;

Verificarea angrenajului la încovoiere, avînd în vedere coeficienţii de concentrări de tensiune, factorul dinamic, gradul de acoperire şi coeficientul de formă, se face cu relaţia :

$$\sigma_{max} = F \cdot \frac{c_{din} \cdot c_f \cdot \beta_k}{m \cdot l \cdot c_\varepsilon} < (\sigma_a)_0.$$

$(\sigma_a)_0 = \frac{2 \cdot \sigma_{-1} \cdot \sigma_{ci}}{\sigma_{-1} + \sigma_{ci}} = \frac{2 \cdot 22 \cdot 32}{22 + 32} = 26$ kgf/mm², pentru pinionul din OLC 45, STAS 880—49.

S-au dedus :

$C_{din} = 1{,}62$; $C_f = 2{,}75$ pentru $Z = 20$ dinţi; $\beta_k = 2{,}1$ (din tabele); $C_\varepsilon = 0{,}8$ $\varepsilon = 0{,}08 \cdot 1{,}67 = 1{,}32$.

$$F = \frac{M_t}{R_1} = \frac{71\,620 \cdot N}{R_1 \cdot n} = \frac{71\,630 \cdot 20}{3{,}5 \cdot 1\,000} = 410 \text{ kgf}.$$

Înlocuind în relaţia de verificare rezultă:

$$\sigma_{max} = 410 \cdot \frac{1{,}62 \cdot 2{,}75 \cdot 2{,}1}{1{,}32 \cdot 3{,}5 \cdot 70} = 11{,}8 \text{ kgf/mm}^2.$$

Coeficientul de siguranţă $C = \frac{\sigma_a}{\sigma_{max}} = \frac{26}{11{,}8} = 2{,}2$ (admisibil).

Exemplul 2. Un cric cu cremalieră se foloseşte pentru ridicarea unei sarcini $F = 1\,200$ kgf. Cremaliera se confecţionează dintr-o bară de oţel cu secţiunea dreptunghiulară, avînd lăţimea $b = 40$ mm şi grosimea $a_0 = 60$ mm.

Rezolvare :

— Pasul danturii; $p = \sqrt{\frac{F}{c\psi}} = \sqrt{\frac{1\,200}{60 \cdot 4}} = 2{,}2$ cm.

— Modulul, $m = \frac{p}{\pi} = \frac{22}{3{,}14} = 7$.

Dimensiunile secţiunii barei se calculează la încovoiere şi compresiune (grosimea care suportă solicitările compuse este $a = a_0 - h$; h este înălţimea dinţilor).

$$a = 60 - 2{,}2 \cdot m = 60 - 15{,}4 = 44{,}6 \text{ mm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

— Verificarea barei la solicitări compuse:

$$\sigma_{tot} = \sigma_c + \sigma_i = \frac{F}{b \cdot a} + \frac{F(0{,}5a + 1{,}2m)}{\frac{1}{6} ba^2} =$$

$$= \frac{1\,200}{4 \cdot 4{,}46} + \frac{1\,200\,(2{,}23 + 0{,}84)}{\frac{1}{6} \cdot 4 \cdot 4{,}46^2} = 67 + 280 = 347 \text{ kgf/cm}^2,$$

$$\sigma_{tot} < \sigma_a \ (700 \text{ kgf/cm}^2).$$

Exemplul 3. Să se determine elementele constructive ale unei roți cilindrice cu dinți înclinați, care transmite o putere de $N=2$ CP la o turație de $n=960$ rot/min.

Roata este executată din OL 50 cu un număr de dinți $Z_1 = 20$ și angrenează cu altă roată având $Z_2 = 79$ dinți, iar distanța între axe este $A = 100$ mm.

Rezolvare:

— Calculul momentului de transmisie $M_t = 71\,620 \frac{N}{n} =$

$$= 71\,620 \frac{2}{960} = 156 \text{ kgf cm}.$$

— Calculul modulului normal $m = \sqrt[3]{\frac{413\,M_t}{\sigma_g \cdot \psi \cdot Z}} =$

$$= \sqrt[3]{\frac{413 \cdot 156}{50 \cdot 15 \cdot 20}} = 2 \text{ (conform STAS 822—51)}.$$

S-a ales $\sigma_g = 50$ kgf/mm² și $\psi = \frac{l}{m} = 15$.

— Calculul unghiului β de înclinare a danturii:

$$A = \frac{m}{2 \cos \beta}(Z_1 + Z_2), \text{ deci } \cos \beta = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2A} =$$

$$= \frac{2 \cdot 99}{2 \cdot 100} = 0{,}99 \text{ și revine } \beta = 8°7'.$$

— Calculul modulului aparent: $m_a = \frac{m}{\cos \beta} = \frac{2}{0{,}99} = 2{,}02$ mm.

— Diametrul de rostogolire $D = m_a \cdot Z_1 = 2{,}02 \cdot 20 = 40{,}4$ mm.

— Diametrul vîrfurilor $D_e = D + 2m = 40{,}4 + 2 \cdot 2 = 44{,}4$ mm.

— Diametrul bazei dinților $D_i = D - 2{,}4m = 40{,}4 - 4{,}8 = 35{,}6$ mm.

— Lățimea roții $L = l \cdot \cos \beta = \psi \cdot m \cdot \cos \beta =$
$= 15 \cdot 2 \cdot 0{,}99 = 30$ mm.

— Lungimea dinților $l = \frac{L}{\cos \beta} = \frac{30}{0{,}99} = 30{,}4$ mm.

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

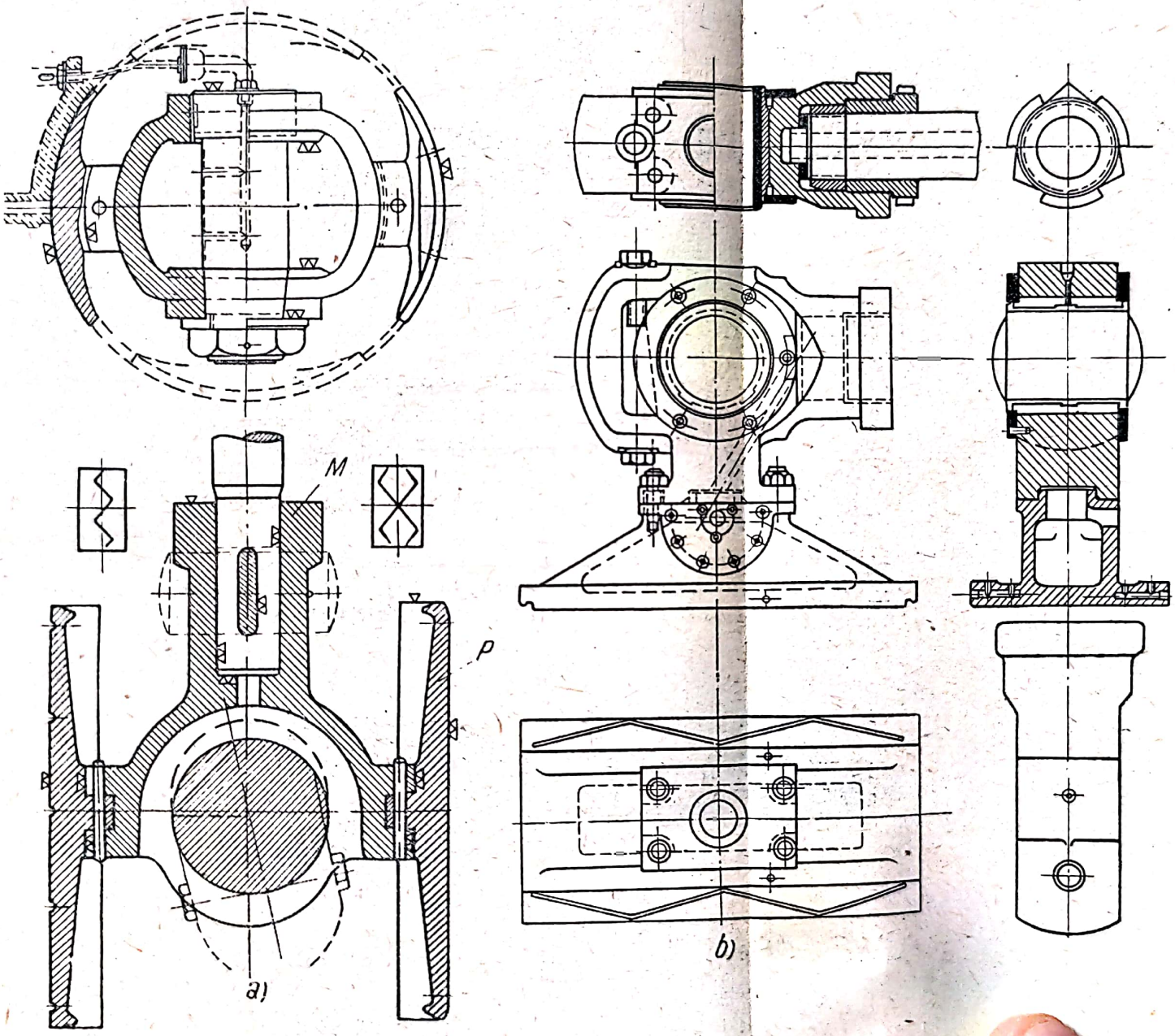


Fig. 278. Capete de cruce

Scanned with OKEN Scanner

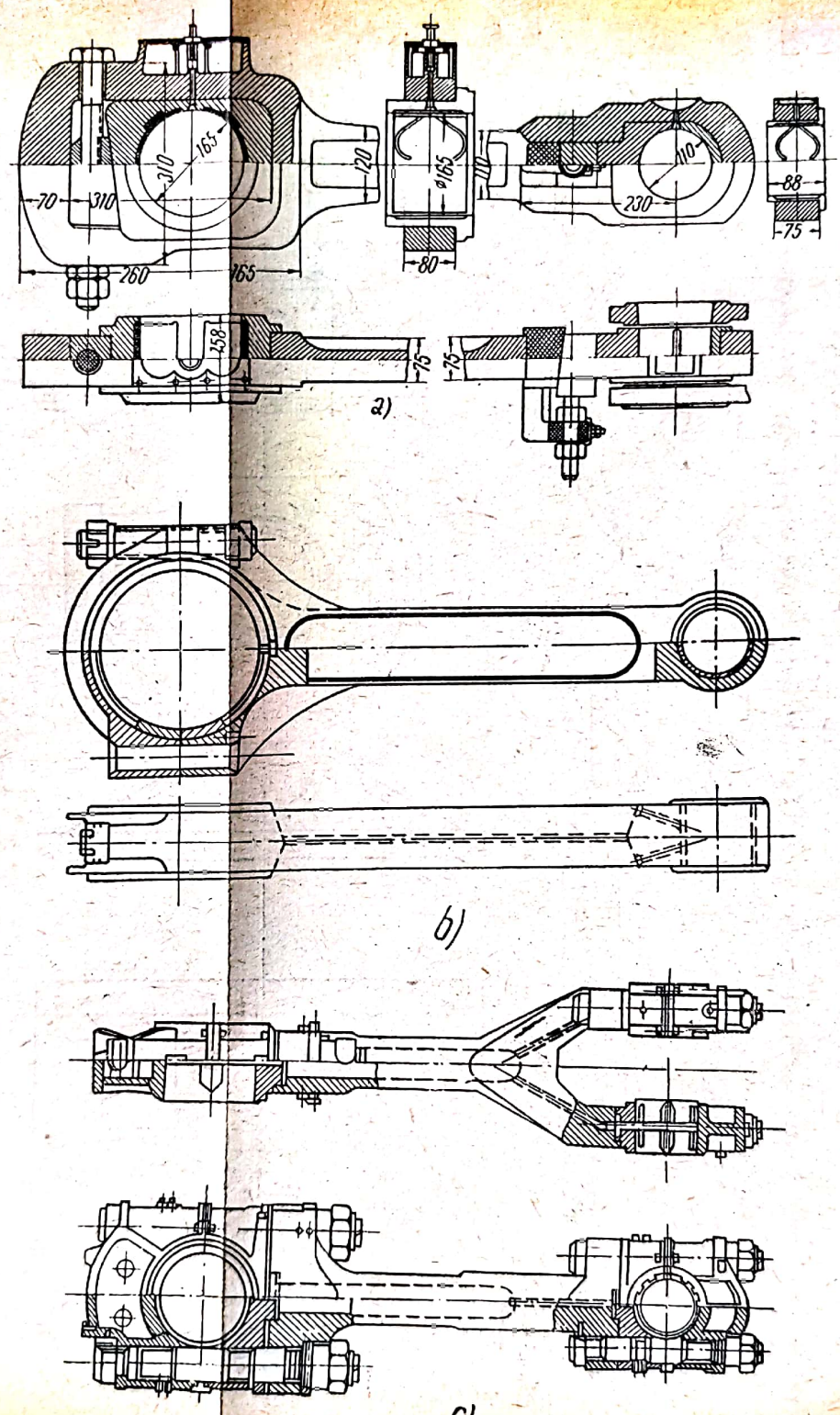
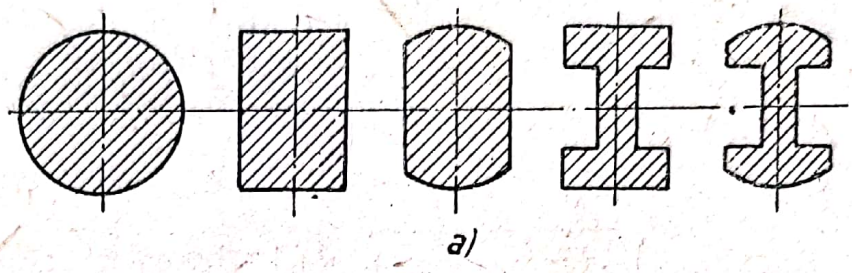
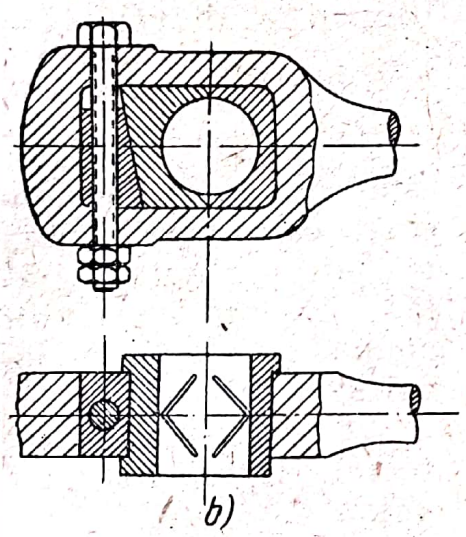
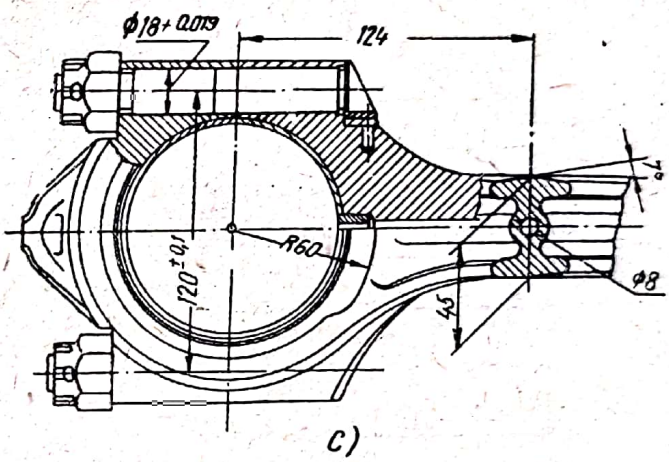


Fig. 279. Biele.







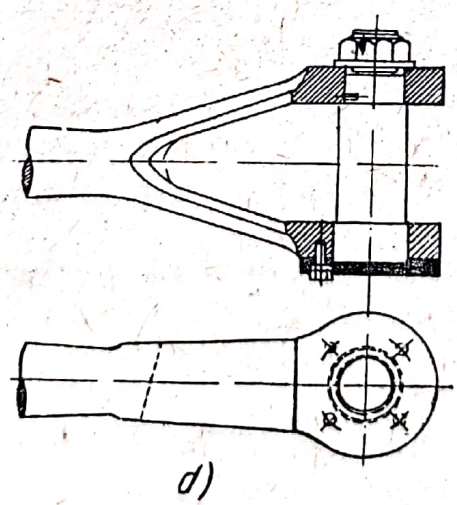


Fig. 280. Secțiuni ale tijei corpului bielei și ale capetelor bielei.

Scanned with OKEN Scanner

Tija bielei se calculează la flambaj şi la încovoiere sub acţiunea forţelor de inerţie. Efortul unitar rezultat trebuie să fie sub valoarea efortului unitar admisibil. Din formula lui Euler (cazul barei articulate la ambele capete) rezultă:

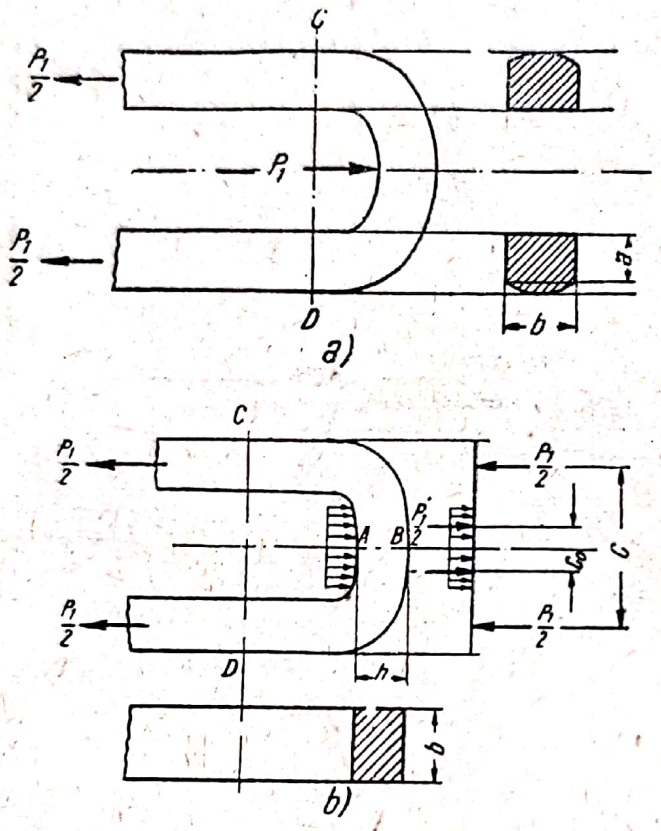


Fig. 281. Schemă pentru calculul de dimensionare al capătului bielei.

$$P = \frac{\pi^2 E I_{min}}{cl^2} \text{ şi } \sigma_c = \frac{P}{A}.$$

Datorită forţelor de inerţie apare un efort la încovoiere:

$$\sigma_i = 0{,}064 \frac{\gamma_0 l^2 r \omega^2}{g W}.$$

Efortul rezultant:

$$\sigma_c + \sigma_i < \sigma_a.$$

Manivela. Manivela este un organ de maşină, care face legătura între arbore şi bielă. Ea are o mişcare simplă de rotaţie în jurul axei arborelui.

Se deosebesc următoarele tipuri de manivele:

— manivela frontală (fig. 282, *a*); contramanivela (fig. 282, *b*); coturile de arbori cotiţi (fig. 283); manivela cu contragreutate (fig. 284); excentricul (fig. 285).

Dimensiunea caractéristică a manivelei este raza manivelei, măsurată între axa arborelui şi axa butonului de manivelă.

Volantul. Volantul este un organ de maşină care are rolul de acumulator de energie cinetică. La punctele moarte, viteza pistonului devine zero; rolul volantului este de a pune pistonul în mişcare în continuare, astfel ca viteza lui să fie cît mai uniformă. Rezultă deci că rolul principal al volantului este să uniformizeze mişcarea arborelui.

Dacă n_2 şi n_1 sînt turaţiile maximă şi minimă între care oscilează turaţia unui arbore, atunci turaţia medie este:

$$n_m = \frac{n_1 + n_2}{2},$$

Scanned with OKEN Scanner

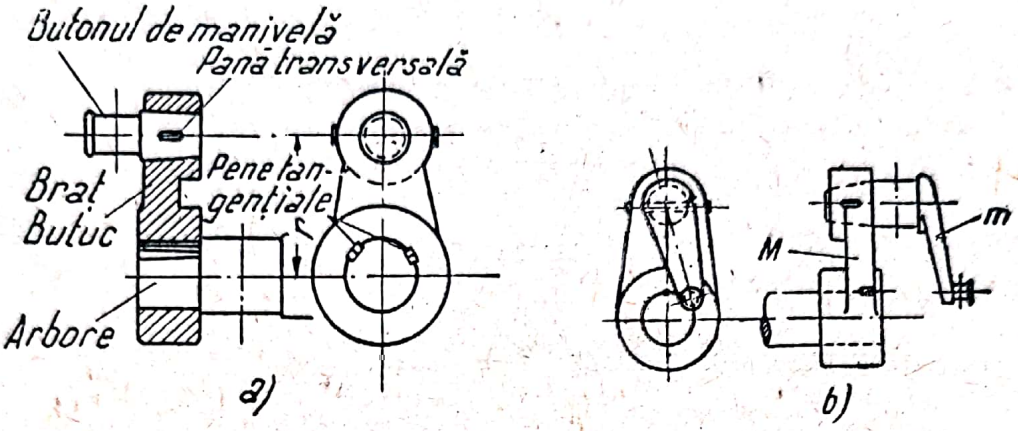


Fig. 282. Manivela și contramanivela.

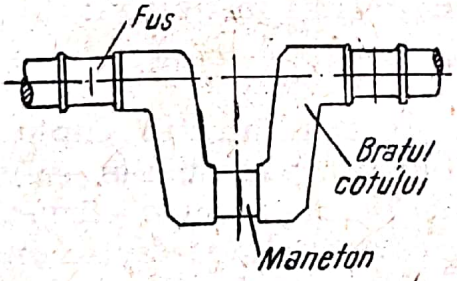


Fig. 283. Coturi de arbori cotiți.

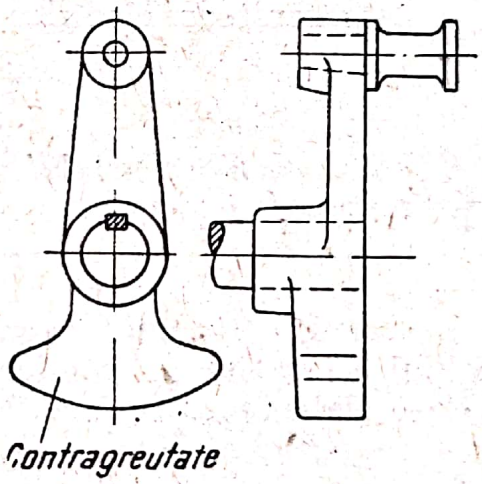


Fig. 284. Manivela cu contragreutate.

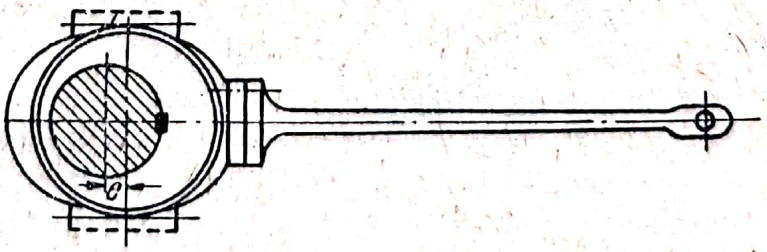


Fig. 285. Excentricul.

căreia îi corespunde:

$$\omega_m = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}.$$

Se numeşte grad de iregularitate expresia:

$$\delta = \frac{n_2 - n_1}{n_m} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m}$$

Fiecărui tip de maşină îi corespunde un grad de iregularitate specific. Astfel:

— la pompe compresoare: $\delta = \frac{1}{15} \div \frac{1}{30}$;

— la generatoare electrice de curent continuu:

$$\delta = \frac{1}{100} \div \frac{1}{200};$$

— la generatoare electrice de curent alternativ:

$$\delta = \frac{1}{300}.$$

Calculul masei volantului. Cuplul motor al maşinii este cuplul forţei tangenţiale şi variază o dată cu rotirea manivelei:

$$M_m = T \cdot r.$$

În cazul unui cuplu constant, produsul acestui cuplu cu unghiul de rotire al manivelei dă lucru mecanic sau energia produsă de motor. În cazul general, lucrul mecanic elementar este produsul dintre cuplu şi unghiul elementar de rotire. Cuplului motor i se opune, din exterior, cuplul rezistent M_2 consumat de mecanismul maşinii de lucru, acţionate de motor.

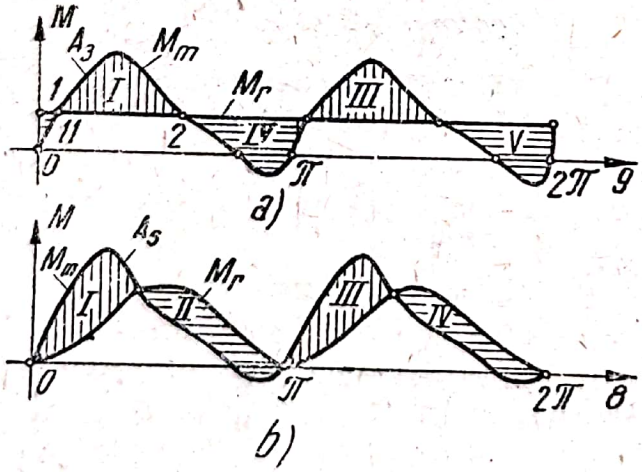


Fig. 286. Diagrama variaţiilor cuplului motor şi a cuplului rezistent. Rezultanta celor două cupluri:
a: cu cuplu rezistent constant;
b: cu cuplu rezistent variabil.

Dacă se reprezintă variaţiile celor două cupluri în funcţie de unghiul θ, pe aceeaşi diagramă, şi se face compunerea celor două cupluri, se obţine o diagramă, rezultantă (fig.286),

în care momentul rezultant are valori pozitive și valori negative în mod succesiv.

Cînd momentul rezultant are valoare pozitivă, cuplul motor este superior celui rezistent, mașina tinde să accelereze; iar cînd are valoare negativă, ea tinde să încetinească. Surplusul de energie este acumulat de volant sub formă de energie cinetică, și apoi, cînd cuplul rezistent este superior, energia este cedată mecanismului. Suprafața diagramei reprezintă tocmai energia cinetică rezultată din variația turației.

Rezultă:

$$A_s = \frac{1}{2} J(\omega_2^2 - \omega_1^2)$$

sau:

$$A_s = \frac{1}{2} J(\omega_2 - \omega_1)(\omega_2 + \omega_1) = J \frac{(\omega_2 - \omega_1)}{\omega_m} \left(\frac{\omega_2 + \omega_1}{2}\right)^2 =$$

$$= J \frac{(\omega_1 - \omega_1)}{\omega_m} \omega_m^2 = J\delta\omega^2 m$$

$$A_s = J\delta\omega^2_m.$$

Dacă volantul are forma ca în figura 287, adică a unui cilindru gol cu perete subțire, de greutate G și raza medie R, se poate scrie:

$$A_s = \frac{GR^2}{g} \delta\omega^2_m,$$

de unde rezultă greutatea volantului

$$G = \frac{A_s g}{R^2 \omega^2_m \delta}.$$

Greutatea obezii se ia:

$$G_O = \frac{9}{10} G \quad \text{sau:} \quad G_O = \frac{9}{10} \cdot 9{,}81 \frac{A_s}{v^2_m \delta};$$

$$G_o = 8{,}83 \frac{A_s}{v^2_m \delta}.$$

Dacă se notează:

R — raza medie a secțiunii obezii, în m;

A_O — suprafața secțiunii obezii, în cm²;

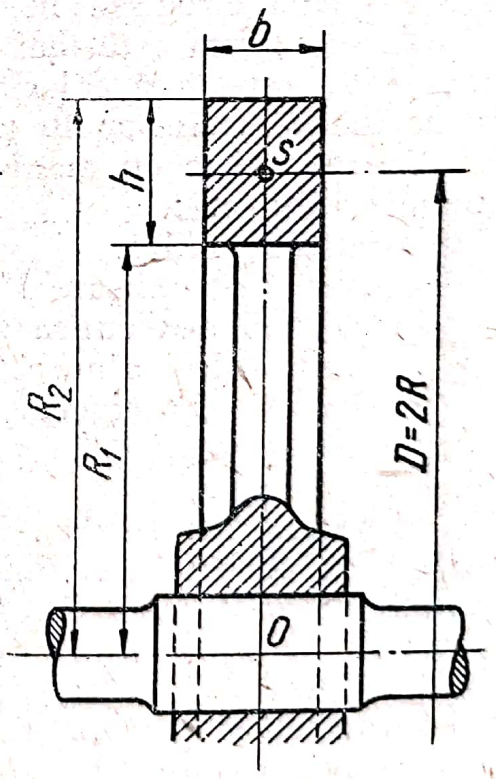


Fig. 287. Volant.

γ — greutatea specifică a materialului volantului, în kgf/dm³;

G_0 — greutatea obezii volantului, în kgf, este dată de expresia:

$$G_o = 2\pi R \cdot 10 \frac{A_O}{100} \gamma = \frac{2\pi R A_O \gamma}{10} \text{ [kgf]}.$$

Obada volantului este solicitată la întindere, datorită efortului produs de forţa centrifugă.

Efortul unitar este dat de relaţia

$$\sigma_t = \frac{\gamma v^2}{g}.$$

În figura 288 se poate vedea forma unui volant, în care O este obada volantului, S—spiţe şi B—butucul.

14.2. Mecanisme cu manivelă şi culisă

Mecanismul cu manivelă şi culisă foloseşte la transformarea mişcării circulare în mişcare rectilinie alternativă. Acest tip de mecanism este mai puţin răspîndit decît sistemul bielă-manivelă, este însă folosit în măsură destul de mare în construcţiile de maşini-unelte (maşina de rabotat etc.).

Un mecanism cu manivelă şi culisă se compune din următoarele elemente:

— manivela M;
— piatra de culisare P;
— glisiera sau culisa G;
— sania (piesa alunecătoare) S.

Variantele constructive ale acestui tip de mecanism sînt numeroase şi depind în primul rînd de modul de funcţionare şi forma culisei.

În figura 289 se dă schema unui mecanism cu manivelă şi culisă cu mişcare rectilinie de translaţie. Acest mecanism are avantajul unui mers lin şi al unei acţionări continue şi uniforme.

În figura 290 se dă schema unui mecanism oscilant cu culisă, precum şi variaţia vitezei în funcţie de poziţia manivelei. Avantajul acestui sistem de transmitere constă în faptul că durata cursei active este mai mică decît durata unei curse de întoarcere.

Scanned with OKEN Scanner

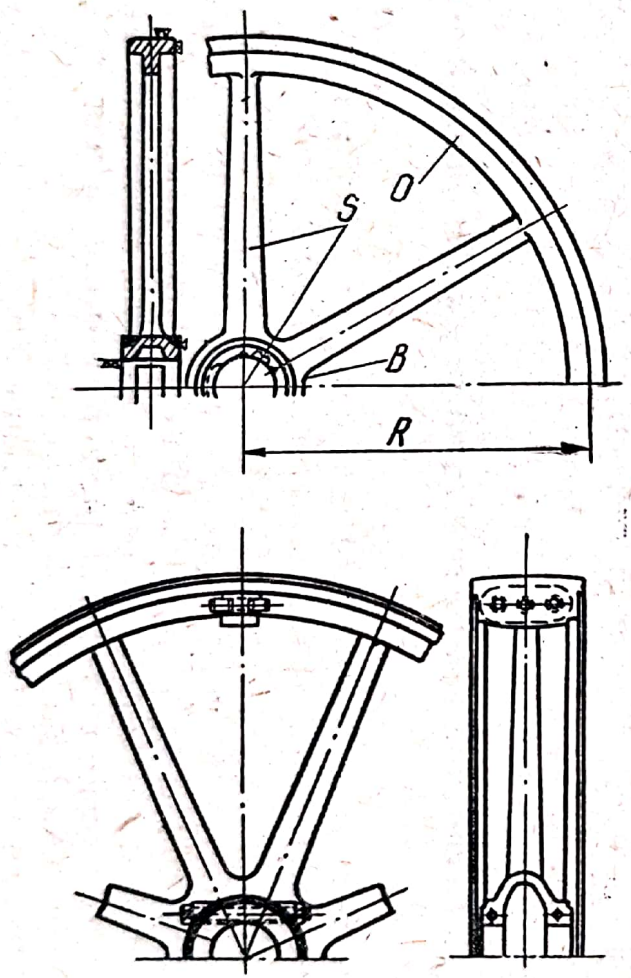


Fig. 288. Volant.

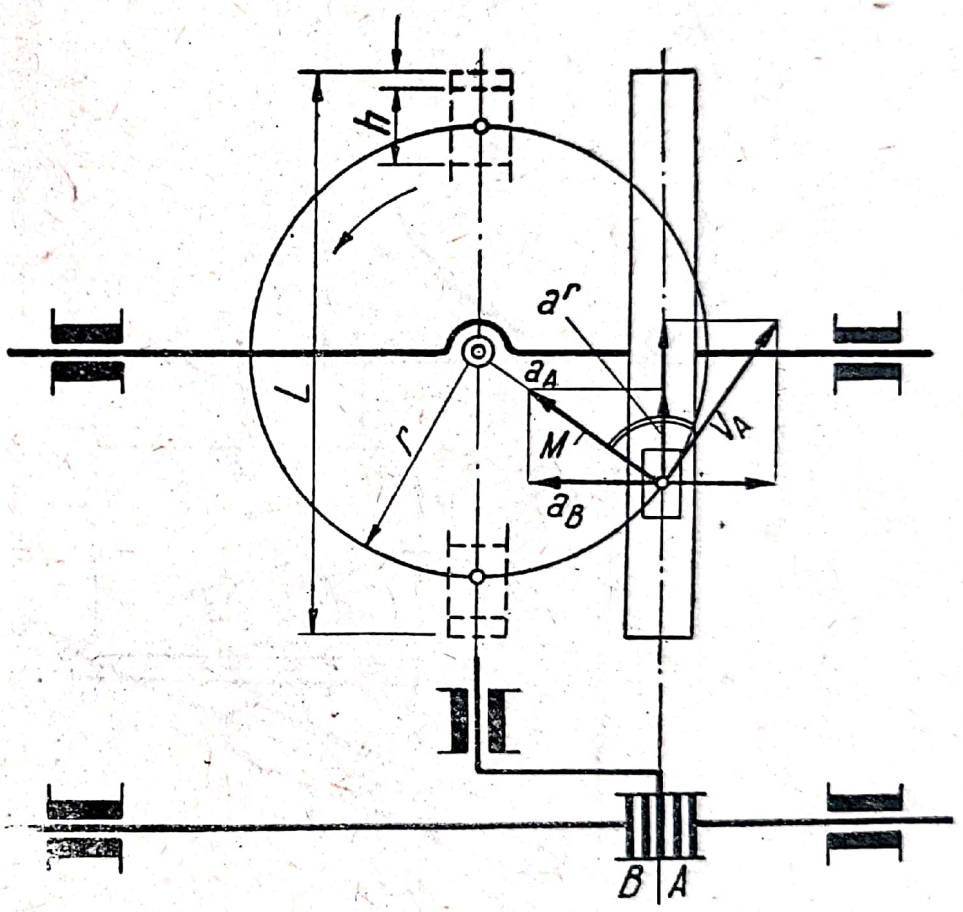


Fig. 289. Mecanism cu manivelă și culisă.

Se poate deduce relaţia:

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{\alpha}{\beta} = \frac{v_{2mediu}}{v_{1mediu}}.$$

t_1 şi t_2 fiind duratele la ducere şi întoarcere,

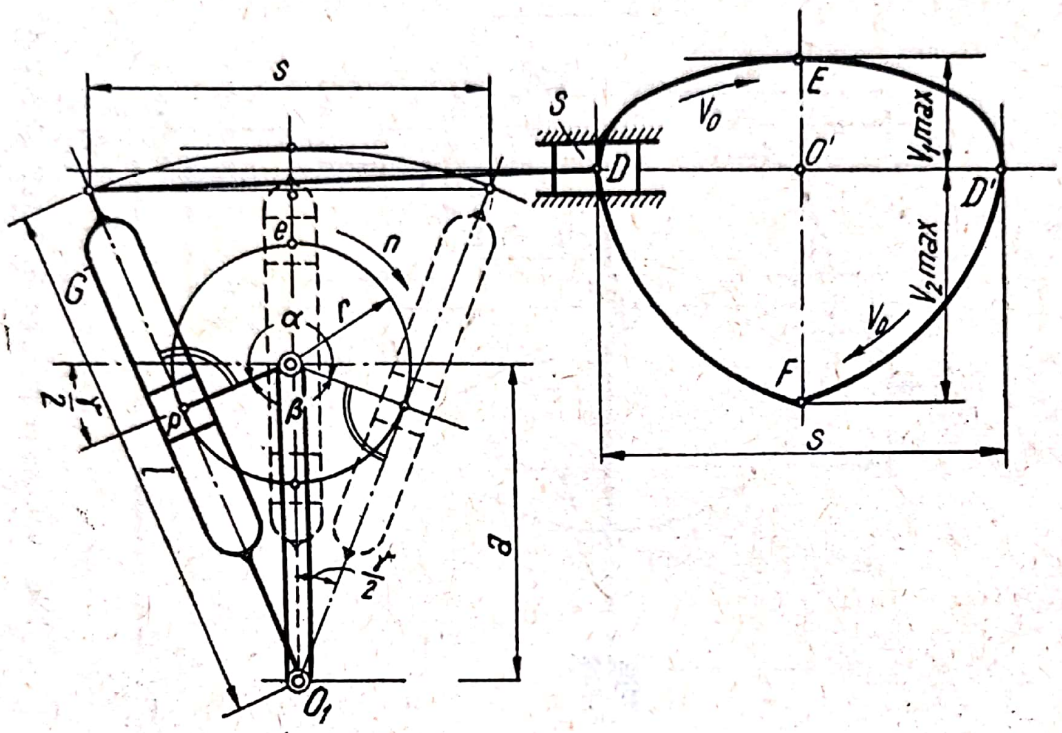


Fig. 290. Mecanism oscilant cu culisă.

α şi β — unghiurile de rotire corespunzătoare ale manivelei;
v_1 şi v_2 — vitezele medii respective.

14.3. Mecanisme pentru realizarea mişcărilor intermitente

Pentru realizarea automată a anumitor mişcări periodice se pot alege mai multe soluţii constructive. Astfel:

— Mecanismul care trebuie să dea la maşina de lucru mişcarea intermitentă dorită este comandat de un motor electric propriu, pornit şi oprit periodic şi în mod automat.

— Mecanismul este prevăzut cu o camă construită cu un profil corespunzător pentru a pune în mişcare în mod periodic partea corespunzătoare a maşinii.

— Mecanisme prevăzute cu roţi cu clichet.

— Mecanisme prevăzute cu crucea de Malta.

14.3.1. **Mecanisme cu clichet.** Mecanismele cu unul sau mai mulţi clicheţi sînt astfel dispuse ca, prin realizarea unei mişcări oscilatorii date mecanismului, roata cu clichet să capete o mişcare intermitentă.

Roata cu clichet capătă o mişcare de rotaţie cu un anumit unghi, care caracterizează mişcarea intermitentă.

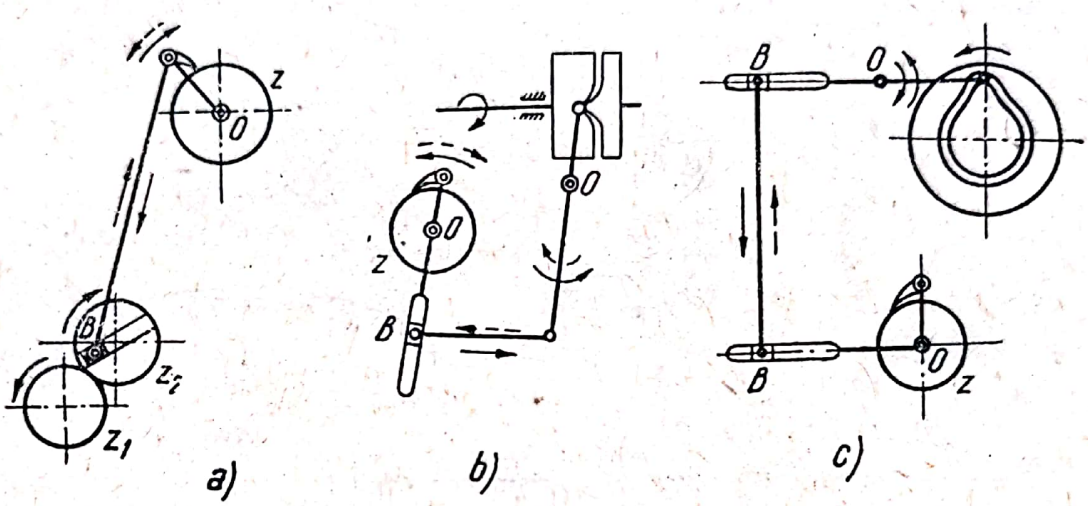


Fig. 291. Mecanisme cu mişcări oscilatorii prevăzute cu roţi cu clichet.

Deplasarea periodică (intermitentă) realizată cu un astfel de mecanism poate fi reglată de regulă astfel:

— prin modificarea unghiului de oscilaţie;

— păstrînd unghiul constant, dar acoperind o parte din dinţii roţii, astfel ca să nu se poată angrena.

În figura 291 se dau schemele a trei mecanisme cu mişcări oscilatorii, prevăzute cu roţi cu clichet. Mişcarea periodică se realizează potrivind convenabil cursele de ducere şi de întoarcere ale mecanismului care dă mişcarea oscilatorie.

Ceea ce este deosebit de important la aceste mecanisme este posibilitatea de a regla deplasarea periodică a mecanismului prin roata cu clichet. Rezolvarea se poate face:

— prin modificarea unghiului de oscilaţie, respectiv a cursei pîrghiei care poartă clichetul;

— prin menţinerea invariabilă a unghiului de oscilaţie şi realizarea reglării prin acoperirea dinţilor roţii de clichet pe o parte din arcul descris de clichet.

Prima cale se deduce din figura 291, dacă se observă că reglarea se realizează prin deplasarea glisierelor B în canalul discului de manivelă.

Scanned with OKEN Scanner

A doua cale se realizează cu ajutorul unui dispozitiv ca cel arătat în figura 292.

Astfel, în figura 292,*a* se observă că unghiul α de oscilație al pîrghiei cu clichet rămîne constant și egal cu unghiul maxim, adică cu unghiul cu care clichetul trebuie să rotească roata respectivă la o cursă dublă. Pentru micșorarea acestui unghi, apă-

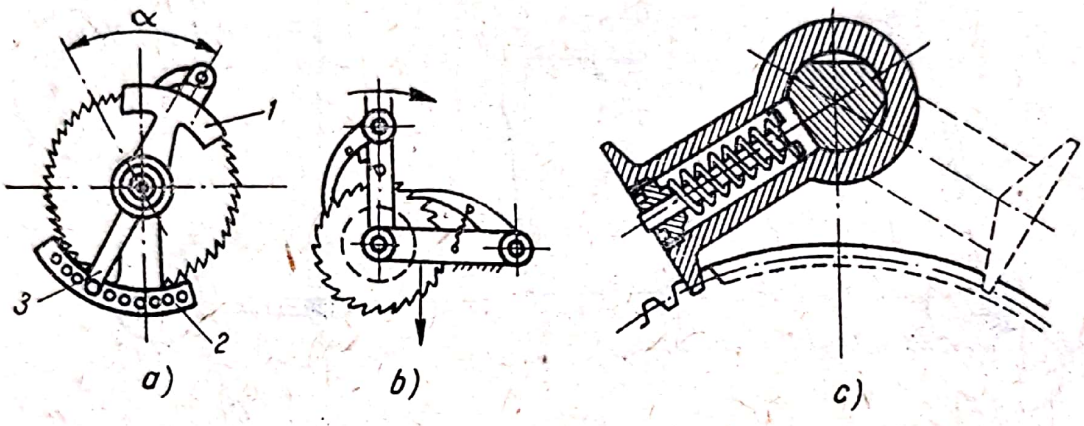


Fig. 292. Mecanisme cu clichet.

rătoarea *1*, poate acoperi un număr convenabil de dinți. Apărătoarea este potrivită în poziția convenabilă cu o siguranță cu arc, fixată la un mîner *3*, care se introduce în gaura corespunzătoare a sectorului fix *2*. În mod asemănător, cu dispozitivele din figurile 292,*b* și 292,*c* se obțin mișcări periodice, reglabile cu un unghi de oscilație, care depinde de modul în care este legat dispozitivul.

14.3.2. **Mecanisme cu came.** *Definire, clasificare, caracterizare.* Cama este un organ de mașină care are un profil bine determinat, folosit pentru transformarea unei mișcări date camei, într-o altă mișcare pe care o transmite unui element condus, denumit tachet. Mișcarea tachetului este determinată de profilul camei.

În marea majoritate a cazurilor, cama are mișcarea uniformă de rotație, iar tachetul o mișcare rectilinie de du-te- vino, mai rar o mișcare oscilatorie.

Camele se pot clasifica în două grupe mari:

1. *Came plane*, caracterizate printr-un profil plan, avînd forma unei curbe oarecare.

Camele plane pot avea o mișcare de rotație în jurul unui ax, sau pot avea o mișcare de translație.

Scanned with OKEN Scanner

O altă caracteristică a camelor se poate stabili după modul în care este plasat profilul, și anume: cama cu profil interior și came cu profil exterior. În figura 293, *c* se indică o camă cu profil exterior și o camă cu profil interior.

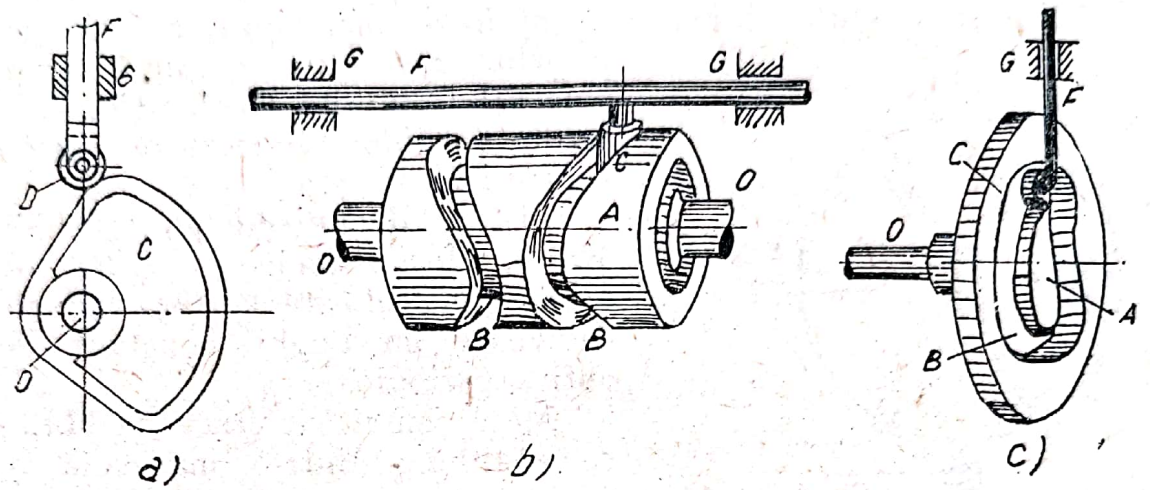


Fig. 293. Came.

De obicei, un mecanism cu camă are următoarele părți componente (v. fig. 293, *a*):

— arborele *O*, pe care se află cama, numit arbore cu came atunci cînd are rolul de a susține pe el mai multe came;

— cama *C*, fixată pe arbore de obicei prin pană longitudinală;

— galetul (rotița) *D*, care este în contact permanent cu cama;

— tija *F*, care primește mișcarea rectilinie periodică de la camă prin intermediul galetului *D*;

— ghidajul *G* al mișcării tijei *F*.

2. *Came în spațiu*, caracterizate prin faptul că au diferite forme de profile pe curbe în spațiu, trasate pe periferia unui corp de rotație de cele mai multe ori un cilindru. În figura 293, *b* este indicată o astfel de camă.

Părțile componente ale acestei came sînt: arborele camei *O*, tamburul camei *A*, profilul camei *B*, galetul *C*, ghidajul *G* și tija *F* care primește mișcarea de la camă.

Domenii de utilizare. Camele au o întrebuințare foarte variată în construcția mașinilor și se folosesc unde este nevoie de mișcări rectilinii intermitente. Se întîlnesc came la comanda

mişcării supapelor, motoarelor, la maşinile de rabotat, la strungurile automate, la maşinile textile, la maşini de calculat etc.

Calculul camelor se face pe considerente geometrice şi cinematice. Cama trebuie să realizeze timpii de acţionare a tachetului în modul cel mai precis; în acelaşi timp, trebuie să imprime tachetului o anumită viteză şi o anumită acceleraţie. Din aceste considerente rezultă forma profilului camei.

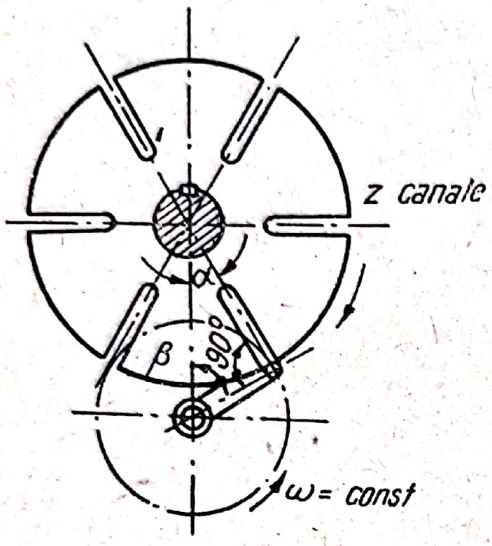


Fig. 294. Mecanismul cu cruce de Malta.

14.3.3. **Mecanisme cu cruce de Malta.** Mecanismele cu cruce de Malta sînt folosite la dispozitivele divizoare cu unghi constant de rotire periodică.

Mecanismul cu cruce de Malta se compune dintr-o manivelă şi o cruce (stea), ca în figura 294.

Manivela transmisiei poate fi realizată constructiv fie în forma unei pîrghii cu o rolă sau un bolţ la extremitate, fie în forma unui disc cu fusuri.

Rotirea crucii de Malta cu unghiul α, corespunzător la două canale vecine, se face în timp ce manivela se roteşte cu unghiul $2(\pi-\beta)$. În restul timpului de rotaţie, crucea de Malta rămîne în repaus.

Dacă se notează cu T durata unei rotaţii complete a manivelei, prin t_d — timpul de divizare (de rotaţie) şi prin t_r — timpul cît crucea rămîne în repaus, pentru o viteză unghiulară ω constantă a manivelei rezultă relaţiile:

$$\frac{t_d}{T} = \frac{2\beta}{2\pi} = \frac{\beta}{\pi},$$

$$\frac{t_r}{T} = \frac{2\pi - 2\beta}{2\pi} = 1 - \frac{\beta}{\pi}.$$

O condiţie de bună funcţionare constă în evitarea şocurilor duble, la începerea şi terminarea rotaţiei. Pentru aceasta, viteza ω_c a crucii în momentul pătrunderii fusului în canalul crucii şi în momentul ieşirii trebuie să fie egală cu zero; aceasta implică condiţia ca viteza bolţului manivelei să fie dirijată de-a lungul

canalului. Dacă se înseamnă cu z numărul canalelor crucii, rezultă relaţiile:

$$\alpha = \frac{\pi}{z} \; ; \; \alpha + \beta = \frac{\pi}{2} \; ,$$

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha = \frac{\pi\,(z-2)}{2z}$$

şi, în consecinţă:

$$\frac{t_d}{T} = \frac{\beta}{\pi} = \frac{z-2}{2z} = \frac{1}{2} - \frac{1}{z} \; ,$$

$$\frac{t_r}{T} = 1 - \frac{t_d}{T} = \frac{z+2}{2z} = \frac{1}{2} + \frac{1}{z} \; .$$

Raportul dintre t_d de rotaţie a crucii şi t_r de repaus, se numeşte coeficientul de timp de lucru al mecanismului cu cruce de Malta:

$$\frac{t_d}{t_r} = \frac{z-2}{z+2} = 1 - 4\,\frac{1}{z+2} \; .$$

Se observă că $T = \frac{60}{n}$ şi se obţine astfel:

$$t_d = \frac{z-2}{2z}\,T = \frac{z-2}{z} \cdot \frac{30}{n}\,[\mathrm{s}],$$

$$t_r = \frac{z+2}{2z}\,T = \frac{z+2}{z} \cdot \frac{30}{n}\,[\mathrm{s}]$$

La o transmisie cu cruce de Malta, manivela are o mişcare continuă, iar crucea are o mişcare periodică. Un caz interesant este cazul crucii cu mai multe diviziuni fără pauze.

Cu notaţiile din figura 295 se poate scrie:

$$\frac{r}{l} = \frac{\sin\psi}{\sin(\varphi+\psi)} \; .$$

în care r este raza manivelei;

l — distanţa dintre centre.

Rezultă:

$$\mathrm{tg}\,\psi = \frac{\lambda \sin\varphi}{1 - \lambda\cos\varphi} \; .$$

Scanned with OKEN Scanner

Viteza unghiulară a crucii de Malta este

$$\omega_c = \frac{d\psi}{dt} = \frac{d}{dt}\left(\text{arc tg}\,\frac{\lambda \sin\varphi}{1-\lambda\cos\varphi}\right) =$$

$$= \frac{\lambda(\cos\varphi-\lambda)\,\omega}{1-2\lambda\cos\varphi+\lambda^2}.$$

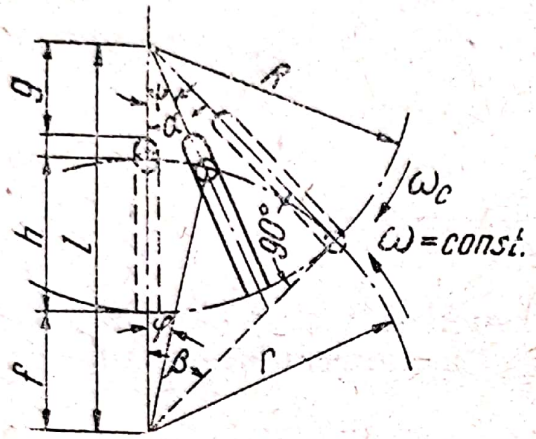


Fig. 295. Schiţa mecanismului cruce de Malta pentru calculul cinematic.

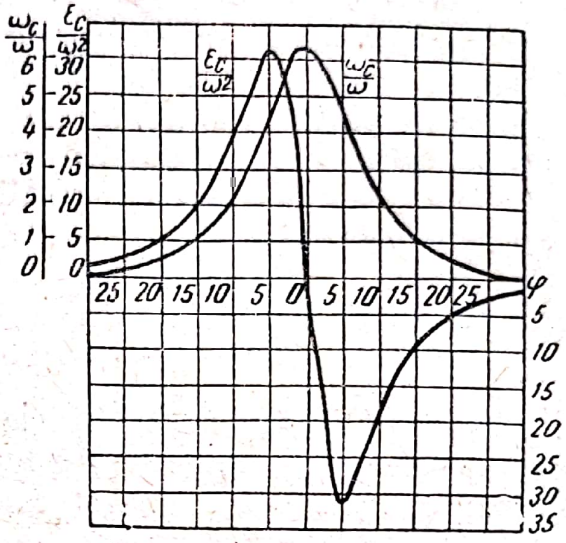


Fig. 296. Diagrama vitezei şi acceleraţiei unghiulare.

Acceleraţia unghiulară este dată de relaţia

$$\varepsilon_c = \frac{d\omega_c}{dt} = \frac{\lambda(1-\lambda^2)\sin\varphi}{(1-2\lambda\cos\varphi+\lambda^2)^2}\,\omega^2.$$

Reprezentarea grafică a vitezei unghiulare şi a acceleraţiei unghiulare este dată în figura 296. Această diagramă indică variaţia vitezei şi acceleraţiei şi foloseşte la dimensionarea mecanismului.

Dimensionarea mecanismului cu cruce de Malta se face ţinînd seama de variaţia momentului transmis şi de momentele de inerţie.

15. ORGANE PENTRU REŢINEREA, CONDUCEREA ŞI COMANDA CIRCULAŢIEI FLUIDELOR

În instalaţiile industriale de tot felul, precum şi în construcţia de maşini, se întîlnesc o serie întreagă de organe de maşini care lucrează cu diversele fluide ce se află în aceste instalaţii sau

mașini. Aceste organe de mașini îndeplinesc una sau mai multe din următoarele funcțiuni:

— reținerea fluidelor;
— transportul fluidelor;
— comanda circulației fluidelor.

Condițiile principale care se impun pentru o bună funcționare a acestor organe sînt:

— o bună rezistență la presiunile de lucru;
— o etanșeitate perfectă;
— o rezistență superioară la uzură și la agenții corosivi.

Utilizarea largă a acestor organe și varietatea mare a instalațiilor au făcut necesară o tipizare a lor, astfel că în prezent, în toate țările industriale, pentru majoritatea acestor organe s-au întocmit standarde.

15.1. **Organe pentru reținerea fluidelor**

Rolul acestor organe constă în reținerea într-o încăpere, sub o anumită presiune, a fluidului, fie cu scopul de a înmagazina fluidul o perioadă de timp, fie pentru a-l folosi ca agent motor, fie pentru a acționa asupra lui cu un scop determinat.

Organele pentru reținerea fluidelor se pot împărți deci în trei mari categorii:

— recipienți, rezervoare;
— cilindri pentru mașini de forță (mașini cu abur, mașini cu ardere internă);
— cilindri pentru mașini de lucru (pompe, compresoare).

Recipienți, rezervoare. Recipienții sînt vase închise pentru reținerea mai îndelungată a fluidelor sub presiune. În această categorie intră recipienții ficși propriu-ziși (fig. 297), precum și recipienții transportabili, ca buteliile de aragaz, tuburile de oxigen (fig. 298) etc.

Elemente de calcul pentru recipienți . La calculul recipienților trebuie avut în vedere, în primul rînd, dimensiunile recipientului și volumul recipientului. Înălțimea și diametrul se aleg în funcție de posibilitățile locașului în care sînt plasate, respectînd un anumit raport de formă ce trebuie să existe între diametrul și înălțimea rezervorului.

Valoarea acestui raport este: $\alpha = \frac{H}{D} = 1{,}1 \div 1{,}5$.

În figura 299 este dată schiţa unui astfel de recipient. Volumul recipientului se compune din volumul părţii cilindrice V_1 şi din volumul calotei sferice V_2 ce se află în partea de jos a recipientului. Se pot scrie relaţiile:

$$V = V_1 + V_2 \text{ şi } H = H_1 + H_2.$$

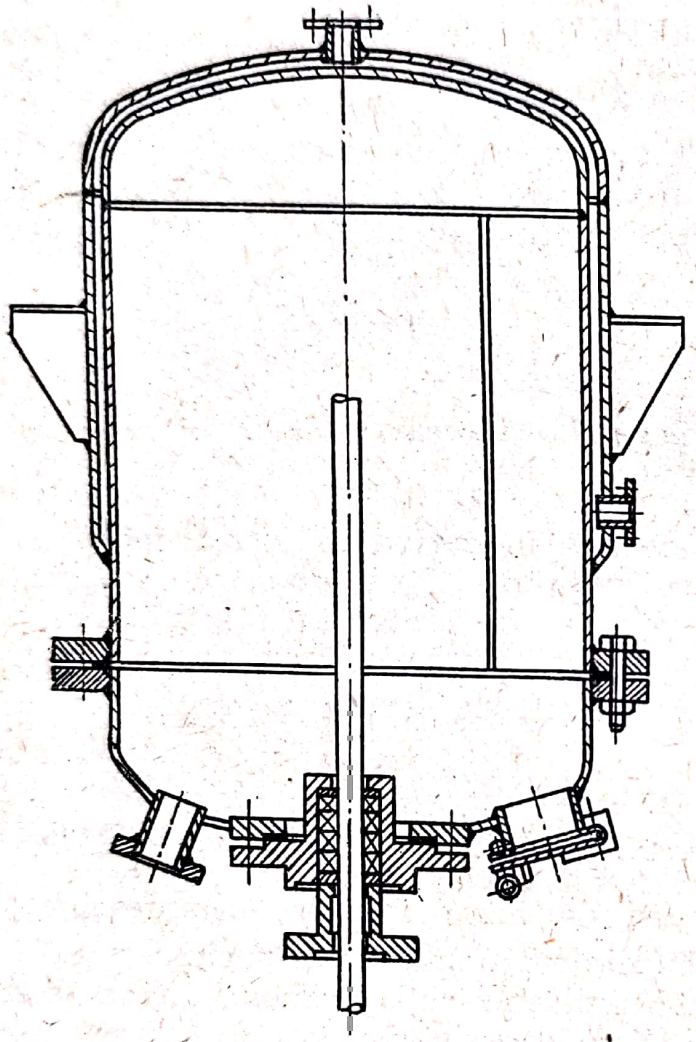


Fig. 297. Recipient nefransportabil.

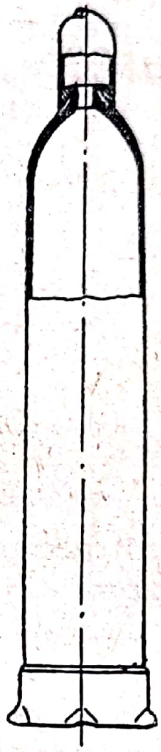


Fig. 298. Recipient transportabil.

Volumul părţii cilindrice V_1 este dat de relaţia:

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} H_1,$$

de unde:

$$H_1 = \frac{4V_1}{\pi D^2} = \frac{4(V - V_2)}{\pi D^2}.$$

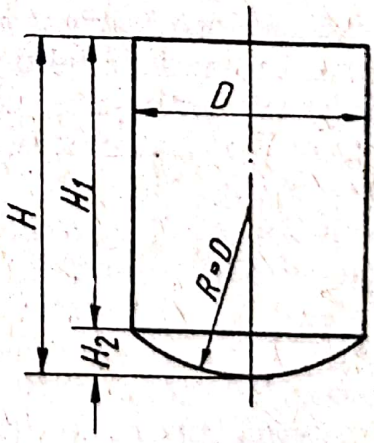


Fig. 299. Schiţa unui recipient.

Înălţimea calotei sferice este dată de relaţia:

$$H_2 = D - \sqrt{D^2 - \frac{D^2}{4}} = 0{,}134\ D.$$

Înălţimea totală a recipientului are expresia:

$$H = H_1 + H_2 = \frac{4\,(V - V_2)}{\pi D^2} + 0{,}134\ D.$$

În această expresie volumul V_2 se poate înlocui cu expresia:

$$V_2 = \frac{1}{3}\pi\, H_2^2\ (3D - H_2)$$

sau

$$V_2 = \frac{1}{3}\pi\ (0{,}134\ D)^2\ (3\ D - 0{,}134\ D) = 0{,}054\ D^3.$$

$$H = \frac{4\,(V - 0{,}054\,D^3)}{\pi\, D^2} + 0{,}134\ D.$$

Rezultă:

$$\alpha = \frac{H}{D} = \frac{4\,(V - 0{,}054\,D^3)}{\pi\, D^3} + 0{,}134.$$

Din această relaţie se poate obţine expresia diametrului interior al rezervorului:

$$D_i = \sqrt[3]{\frac{4\,V}{\pi\,(\alpha - 0.134 + 0{,}216)}}$$

iar pentru diametrul exterior:

$$D_e = D_i + 2s,$$

unde s este grosimea tablei.

În tabla acestor recipienţi, sub acţiunea presiunii interioare, se nasc eforturi unitare normale importante.

Pentru a determina eforturile unitare se poate lua în considerare un recipient cilindric ca în figura 300 şi se secţionează acest recipient longitudinal şi transversal.

În secţiunea longitudinală apar eforturi unitare, ale căror valori sînt de relaţia:

$$p \cdot D_i L = \sigma_i\, 2\,\delta L,$$

în care:

L este lungimea recipientului;

p — presiunea interioară;

σ_i — efortul unitar normal.

Rezultă:

$$\sigma_i = \frac{p \cdot D_i}{2\delta}.$$

În secțiunea transversală apar eforturi unitare a căror valoare rezultă din relația:

$$p \cdot \frac{\pi D_i^2}{4} = \sigma'_i \pi \cdot D_i \cdot \delta,$$

de unde:

$$\sigma'_i = \frac{p \cdot D_i}{4\ \delta}.$$

Din această relație se observă că efortul unitar periculos apare în secțiunea longitudinală.

Practic, trebuie avut în vedere faptul că în pereții recipientului se produce o stare de eforturi compusă după trei direcții: după tangenta la cerc $\sigma_i = \frac{p \cdot D}{2\delta}$, după generatoare: $\sigma'_i = \frac{p \cdot D}{4\delta}$ și după rază $\sigma_3 = 0$.

În același timp, grosimea tablei recipientului trebuie calculată cu un surplus de grosime $c = 1 \div 3$ mm, astfel că grosimea tablei este: $s = \delta + c_i$.

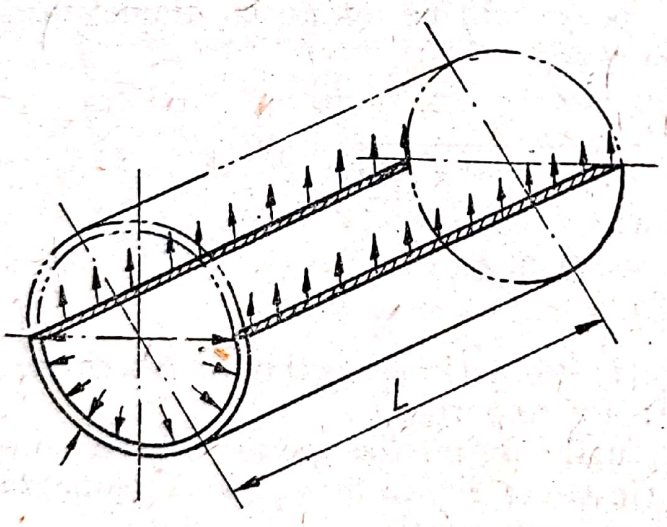


Fig. 300. Secțiunea unui recipient cilindric.

Pentru calculul grosimii tablei se deduce, ținînd seama de starea de eforturi compusă, relația:

$$s = \frac{p\, D_i}{230 \cdot \sigma_i \varphi - p} + c,$$

unde s, c, și D se iau în mm;

σ_i, în kgf/cm²;

p, în kgf/cm²;

φ este un coeficient de durabilitate, a cărui valoare se ia de regulă 0,7.

Recipienți solicitați la presiune exterioară. La anumiți recipienți, pereții sînt supuși la o presiune exterioară cu mult superioară presiunii interioare.

În cazul recipienților solicitați la presiuni interioare, forma cea mai convenabilă și mai sigură este forma cilindrică. În

cazul solicitării la presiuni exterioare, forma cilindrică este de asemenea cea mai utilizată, însă cu oarecare precauţii. În acest caz, pentru anumite valori ale presiunii, denumite presiuni critice, se produce o stare de nestabilitate a formei recipientului, care duce la o burdușire a sa. Secţiunea circulară a recipientului se deformează, formînd două, trei, patru sau chiar cinci loburi, aşa cum este indicat în figura 301.

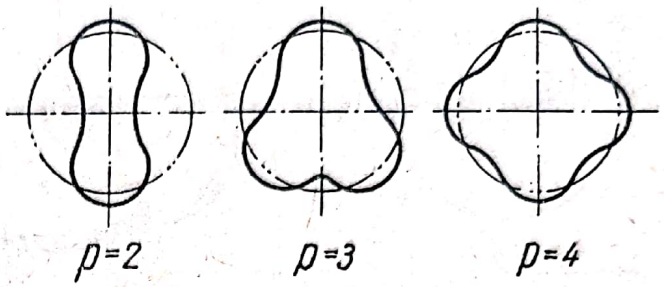


Fig. 301. Secţiunea transversală a unui recipient cilindric deformat.

Valorile presiunii critice la care se produce burdușirea recipienţilor sînt date de relaţia cunoscută sub numele de formula lui Liser:

$$p_{critic} = \frac{2E}{(n^2-1)\left[1+\left(\frac{2\cdot n\cdot L}{\pi D_i}\right)^2\right]^2}\cdot\frac{\delta}{D_i} + 0{,}73E\left[n^2-1+\frac{2n^2-1{,}3}{1+\left(\frac{2nL}{\pi D_i}\right)^2}\right]\frac{\delta^3}{D^3},$$

în care:

E este modulul de elasticitate, în kgf/cm²;

D_i — diametrul interior, în cm;

$\delta = s - c$ — grosimea tablei recipientului;

L — lungimea recipientului între secţiunile de sprijin transversal rigide;

n — numărul de aripi flexibile ce se pot forma.

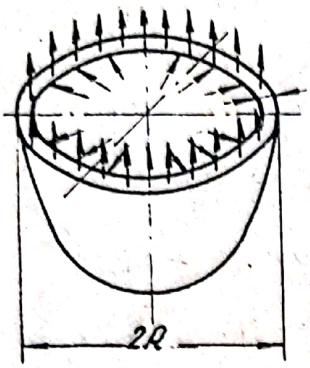
În această formulă de verificare se dau lui n valorile succesive: $n = 1, 2, 3, 4$ etc.

Pentru asigurarea unei bune funcţionări este necesar ca presiunea de regim a recipientului să fie de 6÷7 ori mai mică decît presiunea critică.

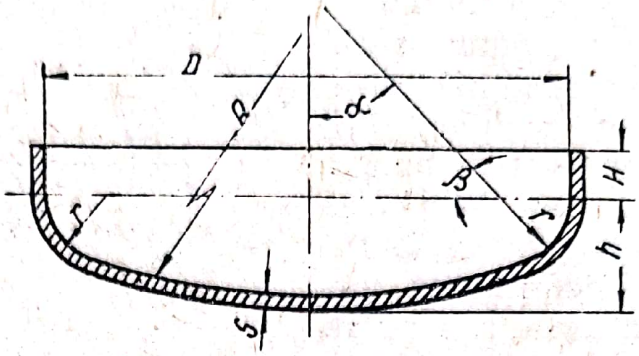
Construcţia şi calculul fundului de recipienţi. Fundul recipienţilor se construieşte, după caz, cu mai multe forme. Cele mai des întîlnite sînt:

— forma sferică (fig. 302, *a*);
— forma de elipsoid (fig. 302, *b*, *c* şi *e*);
— forma conică (fig. 302, *d*);
— forma plană.

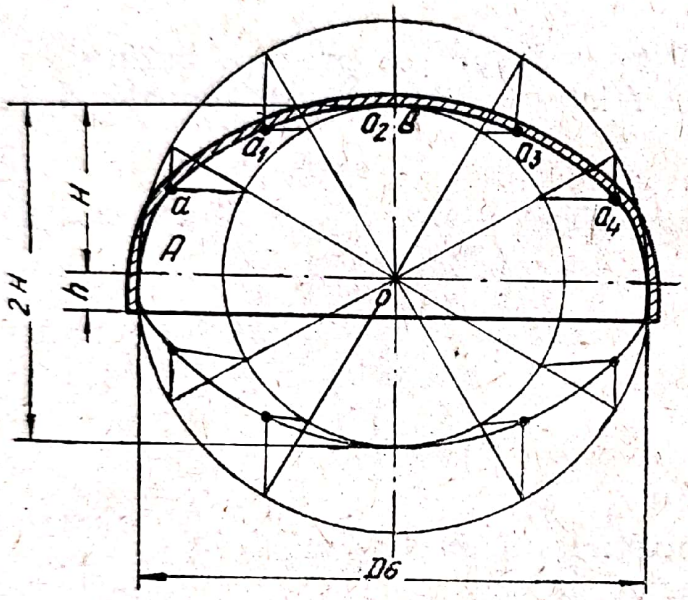
Scanned with OKEN Scanner



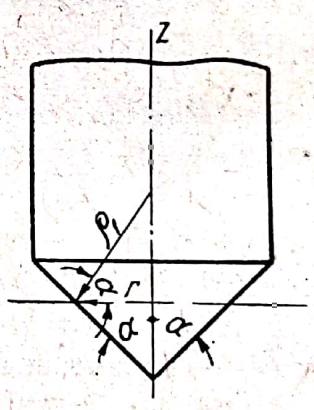
a) Fig. 302



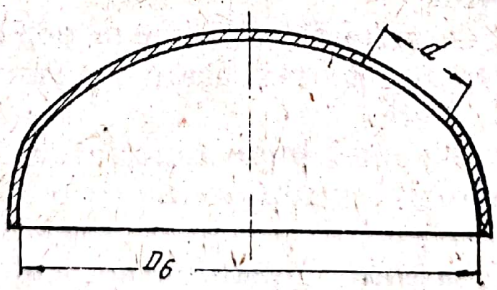
b) Fig. 302



c) Fig. 302



d)



e) Fig. 302

Fig. 302. Forme diverse ale fundurilor recipienților.

În cazul formei sferice, calculul de dimensionare se bazează pe formula:

$$\sigma_i = \frac{pD}{2\delta}.$$

Grosimea peretelui se stabileşte cu formula:

$$s = \frac{p \cdot D}{2\sigma_i} y + c,$$

în care:

s este grosimea peretelui, în cm;
D — diametrul cilindrului, în cm;
σ_i — efortul unitar la întindere, în kgf/cm²;
c — adaosul pentru coroziune (se ia $c = 0{,}1 \div 0{,}3$ cm);
y — coeficient de majorare, $y > 1$.

În cazul formei de elipsoid (fig. 302, *b* şi *c*), dimensiunile principale se stabilesc cu ajutorul relaţiilor:

$$r_{min} = \frac{H^2}{\frac{D_i}{2}} \quad \text{şi} \quad R_{max} = \frac{\frac{d_i^2}{2}}{H}.$$

Grosimea tablei se stabileşte cu formula:

$$s = \frac{p \cdot D_i}{400z\sigma_i - p} \cdot \frac{D_i}{2H} + c,$$

unde $z = 1 - \frac{d}{D}$ este un coeficient ce depinde de diametrul d al orificiului de vizitare, indicat în figura 302, *d*.

În cazul formei conice, care este cea mai des utilizată, grosimea tablei este dată de relaţia:

$$s = \frac{D_n \cdot p}{2\sigma_i \varphi \cos\alpha} + c \qquad \text{sau}$$

$$s = \frac{D_e p}{2\sigma_i \varphi} y_k + c,$$

în care:

D_e este diametrul exterior;
D_n — diametrul mediu;
p — presiunea interioară;
σ_i — rezistenţa la încovoiere admisibilă;

Scanned with OKEN Scanner

α — unghiul dintre generatoarea conului și axul recipientului;

$\varphi = 0{,}5\sqrt{\frac{D_e \cdot s}{\cos \alpha}}$ un coeficient de formă;

c — adaos pentru coroziune;

y_k — un coeficient de formă a cărui valoare se poate obține din figura 303.

Cazul fondului plan. Grosimea tablei este dată de relația

$$s = D\sqrt{\frac{K \cdot p}{\sigma}} + c,$$

în care:

D este diametrul cilindrului;

K — coeficient de formă;

p — presiunea;

c — adaos pentru coroziune;

σ — efortul unitar la încovoiere.

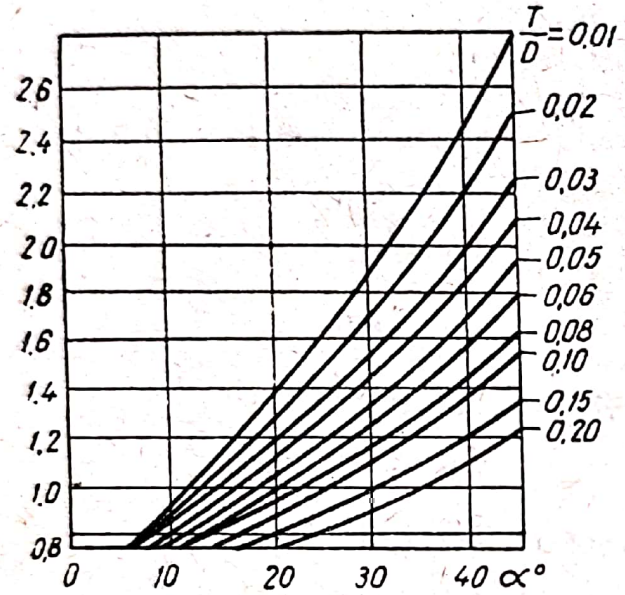


Fig. 303. Diagrama pentru determinarea coeficientului de formă y_k.

Rezervoarele sînt vase închise, de capacități în general mari, și servesc la reținerea mai îndelungată a fluidelor sub presiune atmosferică. Calculul exact al rezervoarelor este arătat în tratare de specialitate.

Cilindri pentru mașini de forță. După felul agentului motor, se deosebesc:

a) cilindri pentru mașini cu abur (fig. 304, *a*):

b) cilindri pentru mașini cu ardere internă (fig. 304, *b*).

Construcția cilindrilor pentru mașini cu abur este destul de variată și formează obiectul unor studii speciale.

În general, cilindrii se toarnă din fontă, urmărindu-se să se obțină o turnare perfectă, fără sufluri, porozități, picături reci etc.

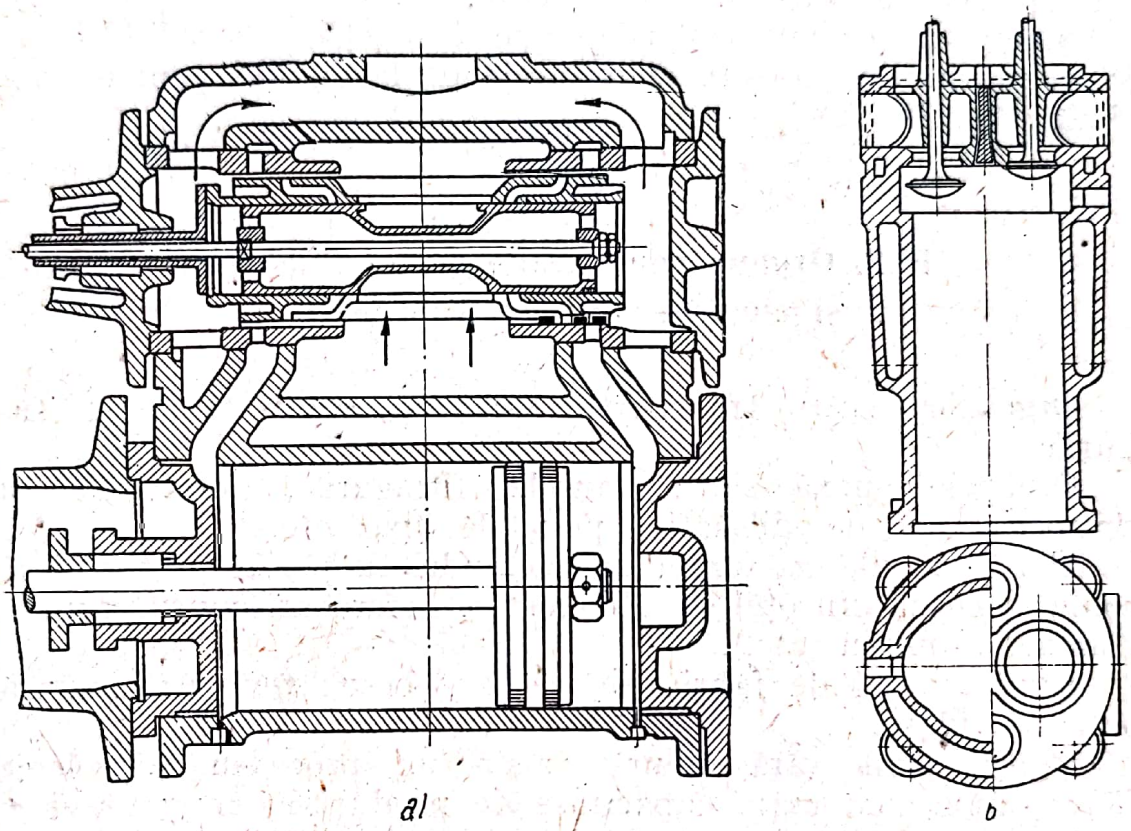
De asemenea, prelucrarea suprafețelor de alunecare și de așezare trebuie să fie corectă, pentru a micșora pierderile prin frecare și pentru a realiza o etanșare perfectă.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru dimensionarea grosimii peretelui cilindrului la mașinile cu abur, se folosesc formulele:

$s = \frac{D}{50} + 1{,}3$ mm (la cilindrii turnați vertical);

$s = \frac{D}{40} + 1{,}5$ mm (la cilindrii turnați orizontal), unde D este diametrul cilindrului.



a *b*

Fig. 304. Cilindri pentru mașini cu abur și motoare cu ardere internă.

Pentru motoarele cu ardere internă se folosesc relațiile:
$s = 0{,}05\ D + C$ (la presiuni de maximum 25 kgf/cm²);
$s = 0{,}08\ D + C$ (la presiuni de maximum 40 kgf/cm²),
unde $C = 5-10$ mm, este un adaos pentru realizare.

Grosimea capacului se calculează cu ajutorul relației:

$$h = 1{,}11\ R \sqrt{\frac{\delta}{\sigma_a}},$$

unde R este raza capacului, iar $\sigma_a = 300$ kgf/cm².

Cilindri pentru mașini de lucru (pompe, compresoare). Se execută din fontă pentru pompele de joasă presiune și din oțel turnat sau forjat, respectiv pentru presiuni înalte și foarte înalte.

Scanned with OKEN Scanner

În figura 305, *a* se poate vedea schema unei pompe cu simplă acţiune pentru presiuni şi debite mici.

Figura 305, *b* reprezintă o pompă pentru presiuni foarte înalte (cca. 400 kgf/cm²) şi pentru debite mici.

Figura 305, *c* reprezintă un cilindru pentru compresor, cu cămaşă de răcire.

Construcţia cilindrilor este variată, în funcţie de destinaţia lor şi de condiţiile de funcţionare.

Modul de calcul pentru grosimea pereţilor la cilindri de joasă presiune se aseamănă cu acela de la cilindri pentru maşinile cu abur.

15.2. Organe pentru transportul fluidelor şi anexele necesare asamblării

Organele pentru transportul fluidelor sînt: ţevile şi tuburile.

Organele anexă sînt: flanşele, fitingurile, armăturile şi compensatorii de dilataţie, punctele fixe etc.

Ţevile. Ţevile au forma unor cilindri cu pereţi subţiri şi se confecţionează din oţel sau din metale neferoase (cupru, plumb, alamă, aluminiu etc.).

După modul de fabricaţie, se deosebesc: ţevi fără sudură şi ţevi sudate.

Pentru ţevile fără sudură există un procedeu tehnologic (Manesmann) cu mare capacitate de producţie; aceste ţevi au o largă întrebuinţare, atît în instalaţii de tot felul cît şi în construcţii metalice. Trebuie remarcat că sînt folosite pentru faptul că sînt mai rezistente decît cele sudate.

Majoritatea ţărilor care au fabrici de ţevi au standardizat dimensiunile şi calităţile ţevilor.

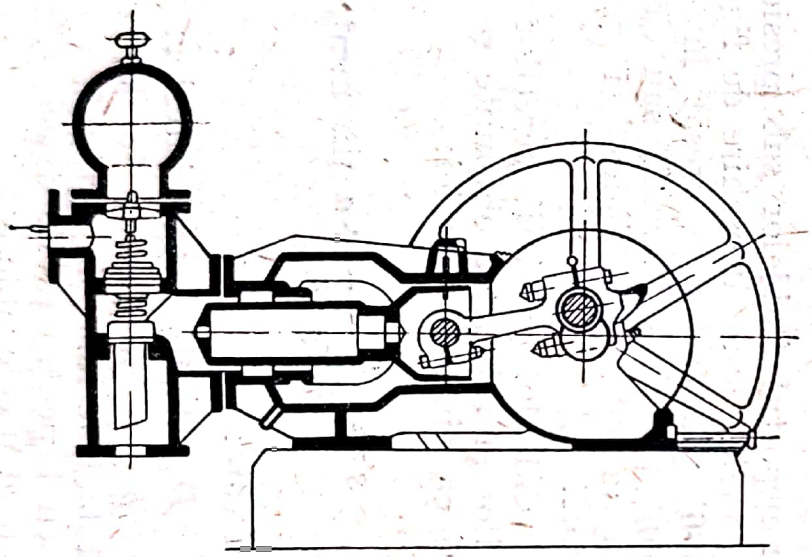
Ţevile din oţel sudate se confecţionează din benzi de oţel îndoite circular şi sudate după generatoare, fie electric, fie autogen. Ţevile sudate sînt folosite pe o scară mai mică şi mai ales în construcţii.

Ţevile din metale neferoase sînt folosite pentru scopuri speciale: la cazanele de abur pentru locomotive, la unele instalaţii chimice şi, parţial, la instalaţii sanitare (ţevi de plumb).

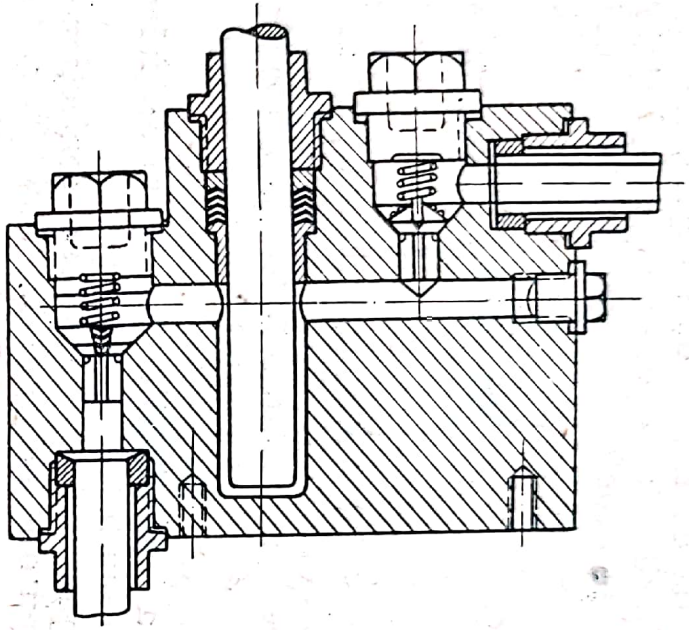
Ţevile se îmbină cap la cap, fie prin ajutorul mufelor filetate, fie cu ajutorul flanşelor, fie prin sudură.

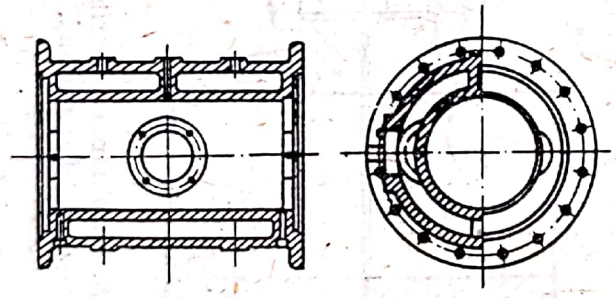
Tuburi. Tuburile se deosebesc după materialul din care sînt confecţionate şi după destinaţia lor.

Scanned with OKEN Scanner

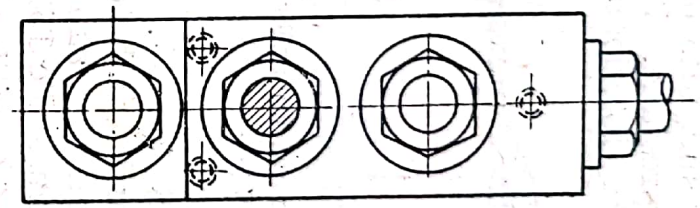


a)





c)



b)

Fig. 305. Scheme de pompe.

Astfel, există tuburi din: fontă, oţel turnat, beton şi lemn (lignofol) şi sînt folosite fie ca tuburi de scurgere, fie pentru fluide sub presiune. Tuburile de scurgere pentru instalaţiile de canalizare interioară se confecţionează din fontă cenuşie

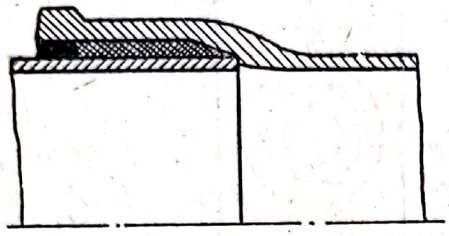


Fig. 306. Îmbinarea tuburilor de scurgere.

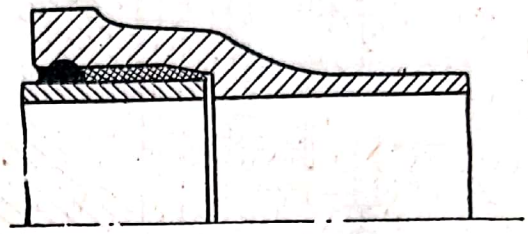


Fig. 307. Îmbinarea tuburilor sub presiune.

Fc 00 (STAS 568-52). La canalizările exterioare se folosesc mai des tuburile din beton sau beton armat.

Pentru fluidele sub presiune, tuburile se confecţionează din fontă cenuşie Fc 15 sau din oţel turnat.

Îmbinarea tuburilor de scurgere se face ca în figura 306, unde spaţiul dintre mufă şi tub se umple cu frînghie de cînepă îmbibată cu gudron, peste care se stemuieşte un strat de plumb sau se toarnă ciment.

Tuburile care servesc la transportul fluidelor sub presiune se îmbină ca în figura 307, unde, spre deosebire de figura 306, plumbul este presat într-un şanţ practicat în mufă sau ca în figura 308, prin flanşe şi şuruburi.

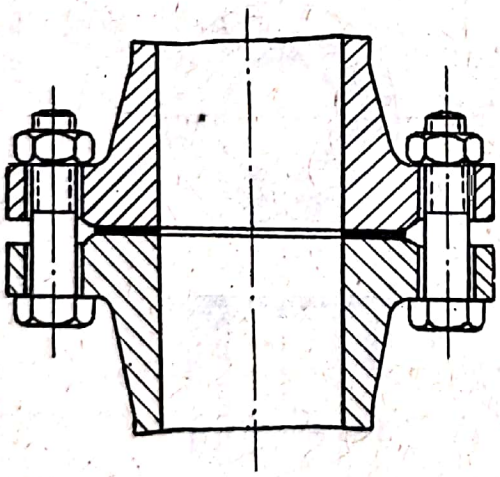


Fig. 308. Îmbinarea tuburilor prin flanşe şi şuruburi.

Calculul grosimii pereţilor ţevilor şi tuburilor obişnuite se face cu ajutorul relaţiei:

$$s = \frac{pD_n}{200\sigma_a \cdot x} + a \text{ [în mm]},$$

în care:

D_n este diametrul interior;

p — presiunea, în kgf/cm²;

σ_a — rezistenţa admisibilă la tracţiune, în kgf/cm²;

x — un coeficient, egal cu 1 pentru ţevile trase şi turnate şi egal cu 0,9 pentru cele sudate;

a — adaos egal cu $1 \div 2$ mm.

Pentru σ_a se admit următoarele valori;
— fontă = 220 ÷ 280 kgf/cm²;
— oţel = 500 ÷ 600 kgf/cm².

Pentru calculul grosimii pereţilor conductelor pentru abur supraîncălzit se foloseşte relaţia:

$$s = \frac{pD_n C_1}{200\sigma_a} + a \text{ [în mm]},$$

în care:
$C_1 = 2 \div 2{,}5$ este coeficientul de siguranţă;
σ_a — rezistenţa materialului folosit la temperatura maximă a fluidului (aburului).

Formula este valabilă atunci cînd este satisfăcută relaţia:

$$\frac{s}{D_n} < 0{,}1.$$

Cînd $\frac{v}{D_n} \geqslant 0{,}1$, valorile lui s rezultă cu 10 ÷ 15% mai mici.

Pentru presiuni pînă la 10 kgf/cm², pentru tuburi de fontă turnate vertical, se ia:

$$s = \frac{D_n}{60} + 7 \text{ mm}.$$

Flanşe. Flanşele sînt organe necesare îmbinării ţevilor şi tuburilor. Flanşele pot fi executate: dintr-o bucată cu tubul (fig. 309, *a*) sau separat (fig. 309, *b*).

În cazul cînd se execută separat, ele pot fi fixate pe tub, prin sudură, sau pot fi libere. Flanşele se confecţionează din: fontă, oţel turnat, laminat sau forjat, precum şi — în cazuri speciale — din metale neferoase.

Suprafeţele de aşezare ale flanşelor trebuie executate cu îngrijire, pentru a asigura o bună etanşeitate.

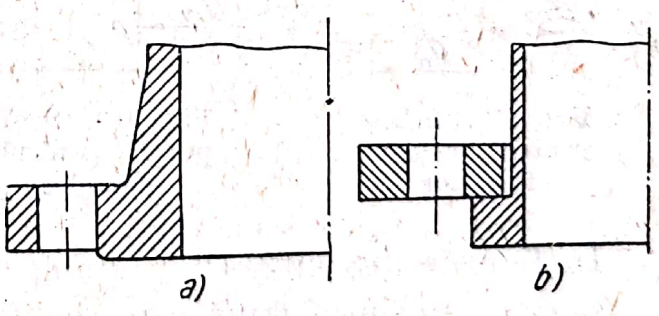


Fig. 309. Flanşe.

În figura 310 se arată un exemplu de îmbinare a două tuburi cu ajutorul a două flanşe, din care una fixă şi alta liberă. Flanşele se strîng prin şuruburi şi apoi se sudează autogen un inel.

Acest sistem de îmbinare se foloseşte pentru presiuni şi temperaturi înalte.

În figura 311 se arată un alt exemplu de îmbinare, la care, în loc de sudura unui inel, se foloseşte o lentilă pentru etanşare, confecţionată din metal plastic.

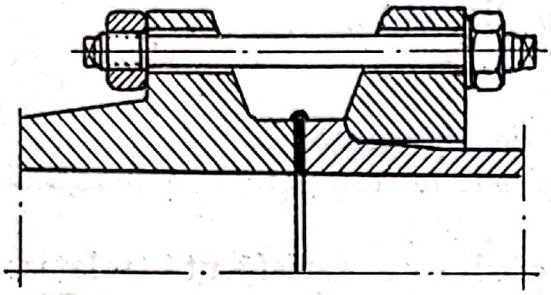


Fig. 310. Îmbinarea a două tuburi cu flanşe.

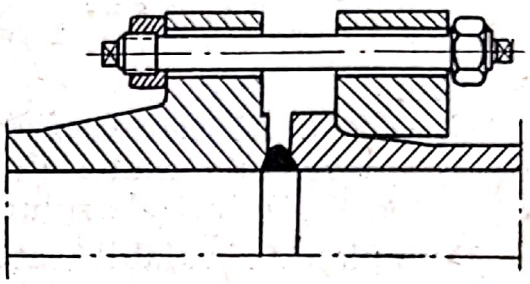


Fig. 311. Îmbinarea a două tuburi cu lentilă de etanşare.

Calculul flanşelor. Notaţiile se înţeleg de pe figură; se precizează totuşi că în figura 312:

s_0 este grosimea flanşei la bază;
s_1 — grosimea după care se produce ruperea flanşei;
l_1 — braţul de pîrghie al forţei P din şuruburi;
d_m — diametrul cercului pînă la care acţionează presiunea interioară p.

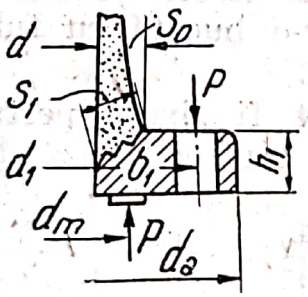


Fig. 312. Schiţă pentru calculul flanşelor.

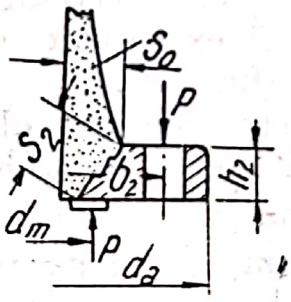


Fig. 313. Schiţă pentru calculul flanşelor.

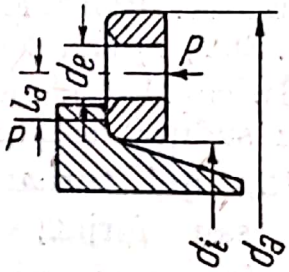


Fig. 314. Schiţă pentru calculul flanşelor.

În figurile 313 şi 314:

s_2 este grosimea după care se produce ruperea flanşei;
l_2 — braţul de pîrghie al forţei P din şuruburi.

De la calculul şuruburilor se ştie că

$$P = P_{max} = cP_B,$$

unde P_B este forţa de lucru în şuruburi.

Scanned with OKEN Scanner

Cu notațiile și precizările de mai sus, formulele de calcul sînt:

a) pentru cazul din figura 312, efortul unitar maxim este aproximativ:

$$\sigma_i = \varphi_1 \frac{Pl_i}{W_1} \text{ [kgf/cm}^2\text{]},$$

unde:

$$W_1 = \frac{\pi d_1 s_1^2}{6} \text{ [cm}^3\text{]}.$$

Factorul φ_1 se citește pe diagrama din figura 315;

b) pentru cazul din figura 313:

$$\sigma_1 = \varphi_2 \frac{Pl_2}{W_2} \text{ [kgf/cm}^2\text{]},$$

unde:

$$W_2 = \frac{\pi d_2 s_2^2}{6} \text{ [cm}^3\text{]}.$$

Factorul φ_2 se citește pe diagrama din figura 315;

c) pentru cazul din figura 314:

$$\sigma_i \approx \frac{Pl_3}{2\pi W_3} \text{ [kgf/cm}^2\text{]},$$

unde:

$$W_3 = \frac{\left(\frac{d_a}{2} - \frac{d_i}{2} - d_e\right) h_3^2}{6} \text{ [cm}^3\text{]}.$$

Se observă pe figura 313 că la flanșele groase ruperea se face pe grosimea s_1, după un unghi de $20 \div 30°$; la flanșele subțiri, ruperea se face pe grosimea s_2, ca în figura 314.

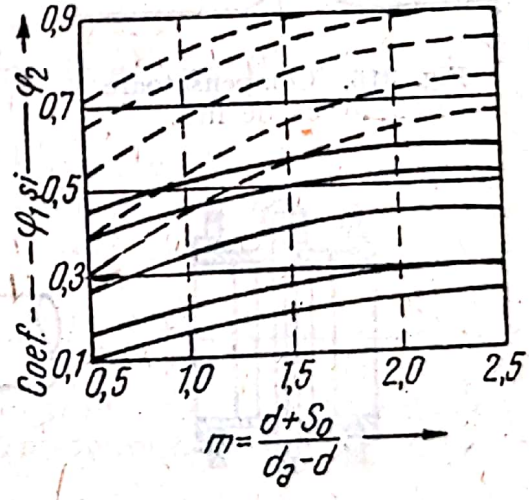


Fig. 315. Diagramă pentru determinarea factorului.

Pentru presiuni mici, flanșele nu se calculează.

Pentru presiuni și temperaturi ridicate și la instalații la care se cere și durabilitate, flanșele trebuie verificate cu formulele de mai sus. Pentru factorul *c* din relația pentru calculul șuruburilor, la conductele de înaltă presiune se iau valori între 3,2 și 4.

Br. 2—55

Scanned with OKEN Scanner

În figura 315 curbele cu linie punctată sînt pentru φ_1, iar cele cu linie plină pentru φ_2.

În aceeaşi figură:

$$m = \frac{d + s_0}{d_a - d}.$$

Compensatoare de dilataţie

Se disting următoarele forme constructive de compensatoare de dilataţie:

— tuburi curbate în formă de liră, cu flanşă, avînd acelaşi diametru interior ca şi conductele respective (fig. 316);

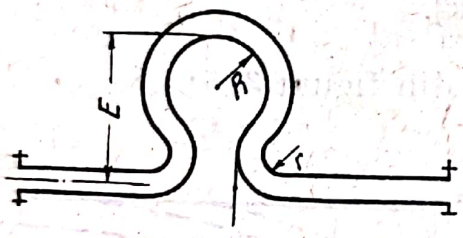


Fig. 316. Compensatoare în formă de liră.

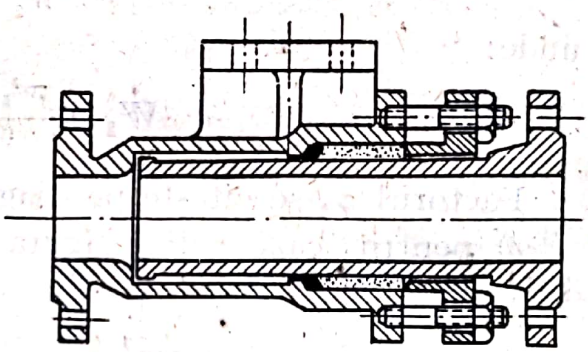


Fig. 318. Compensatoare cu lunecare longitudinală cu presetupă.

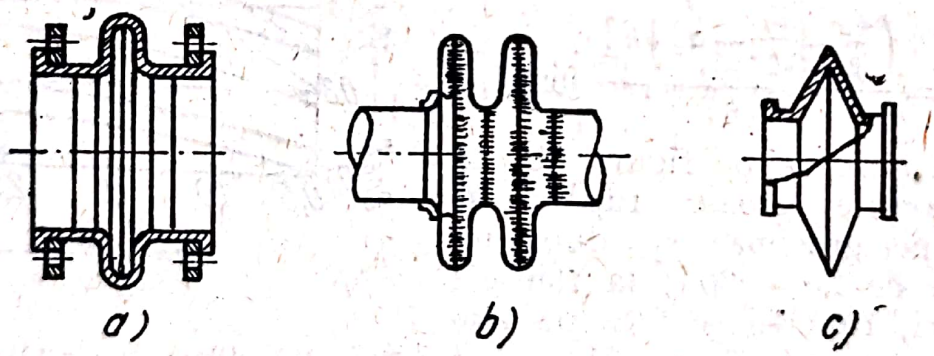


Fig. 317. Compensatoare în formă de tuburi gofrate:
a — cu un gofraj; *b* — cu două gofraje; *c* — cu un gofraj triunghiular.

— compensatoare de dilataţie în formă de tuburi gofrate (fig. 317);

— compensatoare de dilataţie cu presetupă cu o lunecare longitudinală (fig. 318).

Pentru compensatoarele de dilatație în formă de liră, se adoptă în general proporțiile următoare:

$R = 2D + 100$,
$r = 1{,}8\ D$,
$E = 4D + 100$,
$2d = 40$, pentru tuburi < 70 interior,
$2d = 80$, pentru tuburi > 70 interior,

$$l = 2\sqrt{(R+r)^2 - (E-r)^2},$$

în care:

D este diametrul interior al tubului;
R și r — razele centrelor;
E — înălțimea la centru;
$2d = L - l$ — capacitatea de dilatație.

Fitinguri. Fitingurile sînt organe de legătură între țevi sau tuburi și au drept scop ramificarea sau reducerea secțiunii de scurgere.

Fitingurile se execută din fontă maleabilă, oțel turnat sau oțel laminat. Ele au forme și dimensiuni foarte variate, după scopul lor. Astfel, se deosebesc: coturi, ramificații, teuri etc.

15.3. Organe pentru comanda circulației fluidelor

Organele pentru comanda fluidelor au drept scop să întrerupă, total sau parțial, trecerea fluidului prin conducte, în ultimul caz putîndu-se varia debitul de curgere după necesități.

Constructiv, există o varietate foarte mare de astfel de organe, care în cele mai multe cazuri au fost standardizate.

Principal, după felul mișcării lor, în raport cu sensul de curgere a fluidului, se deosebesc următoarele feluri de organe mai cunoscute pentru comandă:

— ventilul (supapa);
— sertarul (vana);
— cepul;
— valva.

Condițiile mai importante ce trebuie îndeplinite de aceste organe sînt:

— o închidere perfectă și o manipulare ușoară;
— rezistență minimă la trecerea fluidului, pentru a se evita pierderile de presiune;

Scanned with OKEN Scanner

— în cazul cînd se iveşte necesitatea de reparaţie sau de înlocuire a unor elemente defecte, accesul în acestea să fie posibil şi uşor;

— rezistenţă la uzură şi la agenţi corosivi.

Îndeplinirea acestor condiţii se realizează prin: alegerea unei soluţii constructive adecvate; alegerea judicioasă a materialului; prelucrarea îngrijită etc.

Ventilul. Ventilul (fig. 319) este organul care, pentru operaţiile de închidere sau deschidere, se deplasează paralel cu direcţia de mişcare a fluidului.

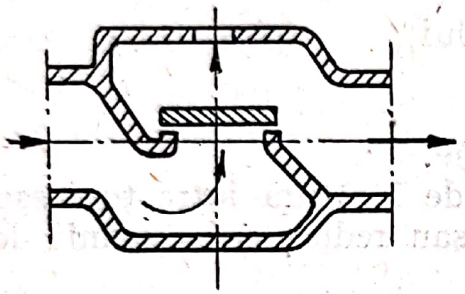


Fig. 319. Ventilul.

În figura 319 se vede schema unui ventil-disc.

Cursa unui ventil este dată de relaţia:

$$h = \frac{d}{4},$$

în care d este diametrul ventilului.

Fiind un organ simplu şi robust, ventilul este larg folosit în construcţia de maşini şi armături. Nu prezintă pericol de înţepenire, în schimb nu se recomandă la fluide murdare, care prin depuneri de corpi solizi pot împiedica o aşezare şi deci o etanşare perfectă.

Se execută din: fontă, bronz, mase plastice şi alte materiale.

Sertarul. Sertarul (fig. 320) se mişcă perpendicular pe direcţia de curgere a fluidului. Siguranţa închiderii este realizată prin frecarea care ia naştere între sertar şi suprafaţa de aşezare, datorită apăsării normale a fluidului pe suprafaţa sertarului.

În comparaţie cu ventilul, sertarul creează pierderi mai mici de presiune. El poate fi folosit şi la circulaţia fluidelor murdare.

Se întrebuinţează în special la maşinile cu abur. Se execută din fontă.

Cepul. În figura 321 este reprezentat schematic un cep, care constă dintr-o piesă *1*, prevăzută cu un orificiu, care se mişcă prin rotire în carcasa *2*. În poziţia din figură, cepul închide; prin rotire la 90° în jurul axei, el deschide parţial.

Scanned with OKEN Scanner

Manipularea acestui organ este simplă, dar etanşarea se face mai puţin perfect decît la celelalte organe descrise mai sus.

Se poate bloca, atunci cînd pătrund impurităţi între suprafeţele de alunecare.

Cepul este folosit mai rar în construcţia de maşini, însă este folosit într-o largă măsură la armăturile pentru instalaţii.

Se execută în general din metale neferoase.

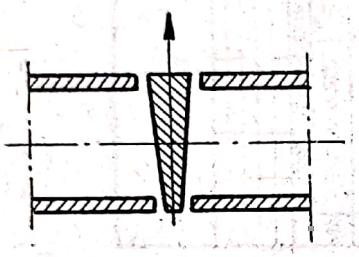


Fig. 320. Sertarul.

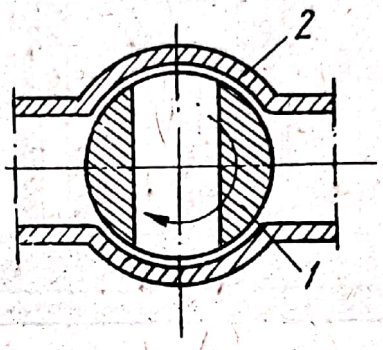


Fig. 321. Cepul.

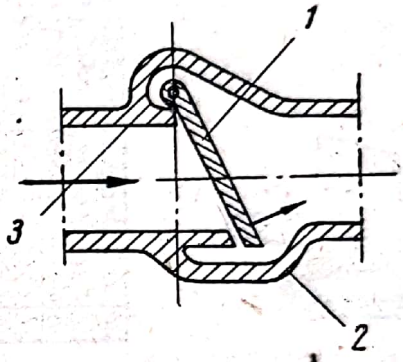


Fig. 322. Valva.

Valva. Valva este arătată schematic în figura 322. Ea constă dintr-o clapetă *1*, care este acţionată prin intermediul unor pîrghii, rotindu-se în jurul axului *3*, în sensul săgeţii; axul este montat în carcasa *2*.

Se foloseşte în construcţia maşinilor de lucru (pompe) şi la armături. Clapeta se execută din alamă, iar corpul ei din fontă.

15.3.1. **Armături pentru conducte.** Organele montate la conducte pentru oprirea sau reglarea circulaţiei fluidelor se numesc armături normale.

Din această grupă de organe de maşini fac parte robinetele cu ventil, cu sertar, cu cep, care au un organ principal de închidere.

Organele montate la conducte, care indică debitul, presiunea, nivelul fluidelor, formează grupa armăturilor speciale.

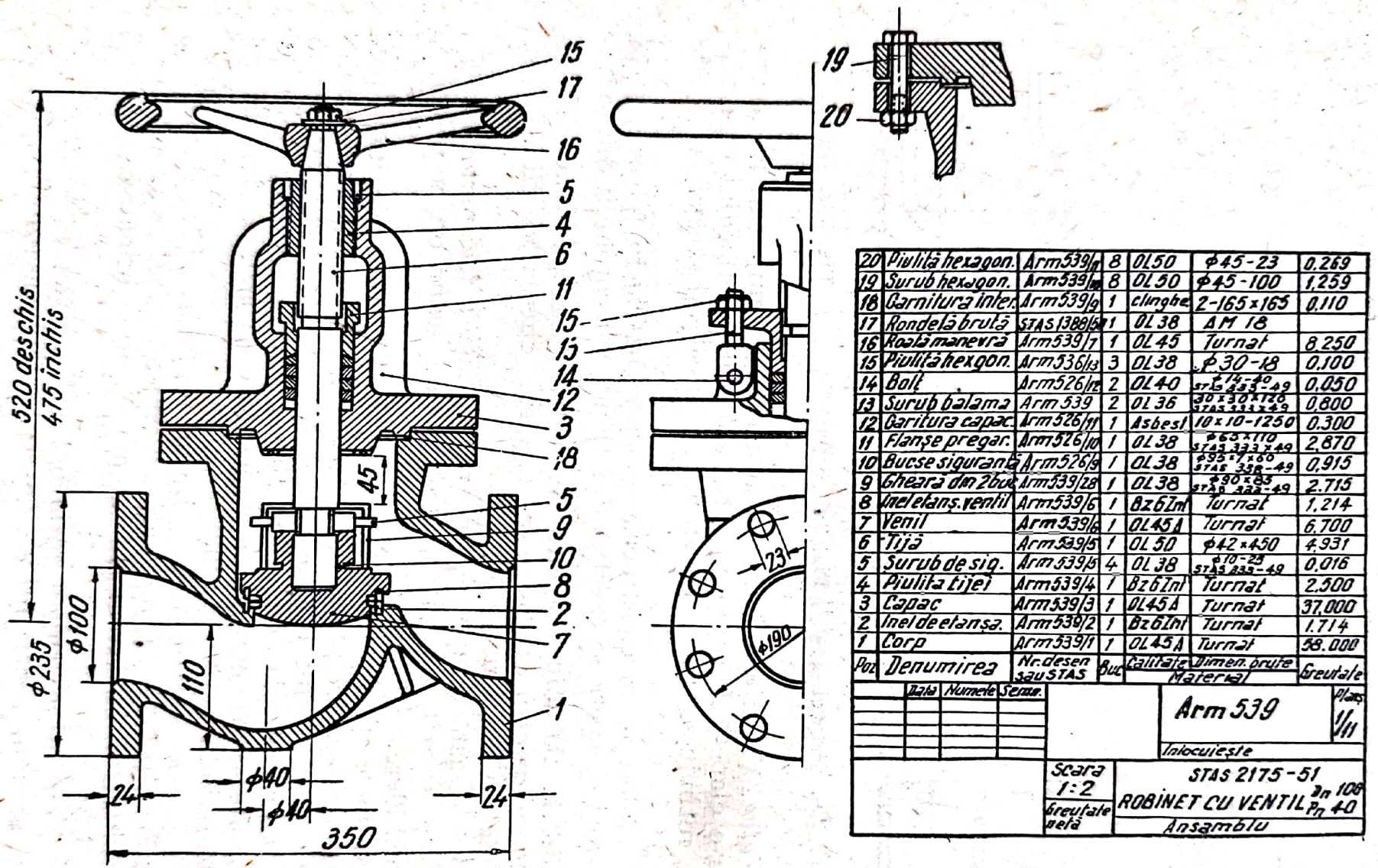
Armăturile sînt organe complexe, care au rolul de a opri, regla sau controla circulaţia fluidelor prin conducte, cazane, recipiente, rezervoare, şi sînt montate la părţile de legătură cu acelaşi diametru nominal.

Ca organ reprezentativ, dintre armăturile de închidere a circulaţiei fluidelor prin conducte, este robinetul cu ventil.

Robinetul cu ventil se compune din următoarele părţi (fig. 323):

— ventilul ca organ principal de închidere;

— scaunul ventilului cu suprafaţa de etanşare;



Poz.	Denumirea	Nr. desen sau STAS	Buc.	Calitatea Materialul	Dimen. brute	Greutate
20	Piuliță hexagon.	Arm539/9	8	OL50	ϕ45-23	0,269
19	Șurub hexagon.	Arm539/8	8	OL50	ϕ45-100	1,259
18	Garnitura inter.	Arm539/9	1	clinghe	2-165×165	0,110
17	Rondelă brută	STAS 1388/5	1	OL38	AM 18	
16	Roată manevră	Arm539/7	1	OL45	Turnat	8,250
15	Piuliță hexgon.	Arm536/13	3	OL38	ϕ30-18	0,100
14	Bolț	Arm526/12	2	OL40	STAS 493-49 ϕ14-40	0,050
13	Șurub balama	Arm539	2	OL36	STAS 333-49 30×30×120	0,800
12	Garitura capac.	Arm526/11	1	Asbest	10×10-1250	0,300
11	Flanșe pregar.	Arm526/10	1	OL38	STAS 333-49 ϕ65×110	2,870
10	Bucse siguranță	Arm526/9	1	OL38	STAS 338-49 ϕ95×71×60	0,915
9	Gheara din 2buc	Arm539/28	1	OL38	STAS 333-49 ϕ90×83	2,715
8	Inel etans. ventil	Arm539/6	1	Bz6Znf	Turnat	1,214
7	Venil	Arm539/8	1	OL45A	Turnat	6,700
6	Tijă	Arm539/5	1	OL50	ϕ42×450	4,931
5	Șurub de sig.	Arm539/5	4	OL38	STAS 833-49 ϕ10-25	0,016
4	Piulița tijei	Arm539/4	1	Bz6Znf	Turnat	2,500
3	Capac	Arm539/3	1	OL45A	Turnat	37,000
2	Inel de etanșa.	Arm539/2	1	Bz6Znf	Turnat	1,714
1	Corp	Arm539/1	1	OL45A	Turnat	58,000

Data	Numele	Semn.

Arm 539 — Înlocuiește — Plan. 1/11

Scara 1:2 — Greutate netă

STAS 2175-51
ROBINET CU VENTIL D_n 100 P_n 40
Ansamblu

Fig. 323. Robinetul cu ventil.

Scanned with OKEN Scanner

— corpul robinetului;

— capacul robinetului;

— tija filetată la un capăt, care pune în funcţiune organul de închidere;

— cutia de etanşare — sistem presetupă (cu garnitură de etanşare);

— roata de manevrare a tijei;

— organe de asamblare (şuruburi, piuliţe).

Robinetele cu ventil se folosesc pentru orice fel de fluide lichide, gaze, vapori şi în special pentru fluide curate.

Suprafaţa de etanşare dintre ventil şi scaunul ventilului are forma plană, conică sau sferică.

Scaunul ventilului se execută din diferite materiale care sînt alese în raport cu presiunea de contact, precum şi cu natura fluidului şi condiţiile de funcţionare (temperatură, presiune).

Pentru bronz, presiunea admisibilă este 150 kgf/cm².

Pentru fontă cenuşie, presiunea admisibilă este 80 kgf/cm².

Pentru oţel, presiunea admisibilă este 300 kgf/cm².

Pentru cauciuc, piele, presiunea admisibilă este 50 kgf/cm².

Corpul şi capacul robinetului se execută din fontă, iar pentru condiţii de funcţionare la temperaturi înalte şi presiuni mari, din oţel.

Pentru medii corosive, corpul şi capacul robinetului se execută din oţel aliat cu nichel şi crom.

În R.P.R., industria maselor plastice ia o dezvoltare tot mai mare. Masele plastice din policlorură de vinil tare, pe bază de răşini sintetice, înlocuiesc metalele; ele se prelucrează uşor şi îngăduie obţinerea unor produse mai ieftine.

Calculul elementelor construite din mase plastice se poate face cu ajutorul unor relaţii de dimensionare asemănătoare cu cele arătate pentru cele din metale; trebuie însă ţinut seama de proprietăţile mecanice caracteristice ale materialelor plastice. Astfel, rezistenţa admisibilă la întindere variază cu temperatura fluidului, astfel că în calcule se admite de exemplu:

$\sigma_t = 100$ kgf/cm² la o temperatură de $+20\,°C$;

$\sigma_t = 60$ kgf/cm² la o temperatură de $+40\,°C$;

$\sigma_t = 25$ kgf/cm² la o temperatură de $+60\,°C$.

Modulul de elasticitate are valoare medie $E = 10\,000$ kgf/cm², iar coeficientul lui Poisson $\mu = 0{,}354$.

Scanned with OKEN Scanner

Corpul și capacul robinetelor, roata de manevrare, piulițele se execută foarte economic din mase plastice pentru o scară largă de diametre nominale ale conductelor.

Legătura armăturilor la conducte se face prin flanșe, înșurubare, sudare, ajustaje conice. Armăturile din mase plastice pot fi legate de asemenea la conducte prin flanșe sau înșurubare, iar în cazul conductelor din policlorură de vinil tare, legătura poate fi executată și prin sudare.

Armăturile de închidere a circulației fluidelor trebuie să îndeplinească o serie de condiții, dintre care cele mai importante și cuprinzătoare pentru toate tipurile sînt:

— închidere perfectă și manipulare ușoară;

— rezistență minimă la trecerea fluidului, pentru a se evita pierderile de presiune;

— acces ușor și posibil la locurile ce se pot defecta și posibilitatea de a efectua reparațiile fără a opri prea mult timp instalația;

— rezistență la uzură și la agenți corosivi cît mai mare.

Aceste condiții se realizează prin: alegerea judicioasă a unei soluții constructive adecvate, a materialului, a tehnologiei, o prelucrare corespunzătoare.

16. UNGEREA ORGANELOR DE MAȘINI. DISPOZITIVE DE UNGERE. ÎNTREȚINEREA ORGANELOR DE MAȘINI

Ungerea organelor de mașini constituie o problemă destul de importantă și de actuală, legată de buna funcționare practică a mașinilor, atît din punct de vedere tehnic cît și economic.

În funcție de modul în care apare lubrifiantul între suprafețe, se deosebesc mai multe feluri de frecare:

— *frecarea uscată*, care are loc în lipsa oricărui lubrifiant. Pentru a micșora frecarea, nu există decît o singură cale: lustruirea cît mai bine a suprafețelor de contact;

— *frecarea semilichidă*, care se caracterizează prin introducerea unei pelicule foarte subțiri de lubrifiant, astfel ca să se obțină o ungere incompletă, care duce uneori chiar la întreruperea locală a peliculei de ulei;

Scanned with OKEN Scanner

— *frecarea lichidă*, care se caracterizează prin faptul că cele două suprafeţe sînt despărţite de o peliculă continuă şi suficient de groasă de lubrifiant, astfel că se înlătură complet frecarea suprafeţelor între ele.

În funcţionarea maşinilor, frecarea uscată tratată în mecanica teoretică se întîlneşc mai puţin, fiind în majoritatea cazurilor evitată. De cele mai multe ori se foloseşte frecarea fluidă şi în special frecarea limită, ce se realizează prin ungerea corespunzătoare a organelor de maşini.

Frecarea minimă constituie o condiţie de bază la ungerea organelor de maşini. Această frecare minimă este asigurată prin existenţa unui strat de lubrifiant ce se interpune între cele două suprafeţe aflate în contact. Această condiţie se realizează în cazul unui regim hidrodinamic, dar nu se realizează totdeauna în cazul frecării limită; uneori însă, ca de exemplu în cazul lagărelor încărcate cu sarcini mari la pornire, sau la viteze mari, condiţiile ungerii hidrodinamice se realizează foarte greu. Ungerea este condiţionată de puterea de absorbţie a peliculei de ulei, care la rîndul ei depinde de o serie de factori, ca: temperatura, puritatea atmosferei din mediul ambiant etc.

O ungere defectuoasă duce la o uzură accentuată şi chiar la defectarea organului de maşină, la griparea lui.

O ungere bine realizată contribuie la reducerea rezistenţelor de frecare şi implicit a pierderilor de energie care se consumă pentru învingerea acestor rezistenţe. În acelaşi timp, se realizează o mărire a duratei de funcţionare a maşinii, o funcţionare cu un randament ridicat, o funcţionare lină fără zgomot şi în acelaşi timp, în cazul maşinilor de lucru, la o menţinere îndelungată a preciziei iniţiale a pieselor asamblate.

În acelaşi timp, trebuie avut în vedere faptul că ungerea se face cu un consum de lubrifiant şi că un consum mare de lubrifiant duce în cele din urmă la un cost ridicat al întreţinerii maşinii.

Rolul ungerii în funcţionarea organelor de maşini poate fi cristalizat în următoarele obiective principale:

— micşorarea frecării de alunecare a suprafeţelor de contact;

— micşorarea frecării de alunecare ce se naşte în timpul funcţionării, datorită deformaţiilor elastice ale suprafeţelor active;

— micşorarea uzurii suprafeţelor în contact;

— evitarea gripării suprafeţelor în contact;

Scanned with OKEN Scanner

— evitarea corodării suprafeţelor şlefuite ale organelor de maşini;
— eliminarea căldurii produse în timpul funcţionării.

La stabilirea unui sistem de ungere pentru o maşină se au în vedere următoarele elemente care intervin:
— felul lubrifiantului ce trebuie folosit;
— debitul necesar al lubrifiantului;
— presiunea necesară a lubrifiantului, care este determinată de presiunea dintre suprafeţele de frecare;
— modul de conducere al lubrifiantului de la rezervor la suprafeţele de ungere;
— modul de evacuare al lubrifiantului degradat;
— periodicitatea necesară a ungerii;
— modul de curăţire a lubrifiantului;
— modul de răcire a lubrifiantului;
— controlul funcţionării întregului sistem de ungere.

Totodată trebuie avut în vedere o bună funcţionare a sistemului în ansamblu şi în acest scop să se asigure următoarele condiţii:

— o siguranţă corespunzătoare în funcţionare a întregului sistem;
— posibilitatea reglării debitului lubrifianţilor pe diferite suprafeţe unse, în vederea stabilirii unui debit raţional;
— automatizarea funcţionării sistemului de ungere în cazurile necesare.

Ungerea poate fi:
— individuală, dacă fiecare suprafaţă unsă este deservită de un ungător special sau de o pompă simplă;
— de grup, dacă un aparat de ungere deserveşte simultan un grup de piese;
— centralizată, dacă toate suprafeţele unse ale maşinii sînt deservite numai de o singură pompă de ungere.

16.1. Lubrifianţi şi utilizarea lor

Folosirea lubrifianţilor în mod raţional corespunzător scopului este deosebit de importantă pentru buna funcţionare a maşinilor şi pentru durabilitatea lor.

Lubrifianţii se pot împărţi în două grupe:
— unsori consistente;
— uleiuri.

Scanned with OKEN Scanner

Unsorile consistente au drept caracteristică aderența și viscozitatea. Unsorile consistente pot fi grupate în două tipuri caracteristice:

— unsori antifricțiune, care realizează o micșorare evidentă a forțelor de frecare;

— unsori pentru scopuri industriale, care realizează în afară de ungerea pentru micșorarea frecării și alte scopuri, ca: etanșare, aderență, protecție, dispersie.

Unsorile consistente sînt standardizate după calitate. În standarde se prevăd și încercările curente la care trebuie supuse unsorile consistente, pentru a putea fi considerate satisfăcătoare în utilizarea lor:

— determinarea punctului de picurare;
— determinarea conținutului de apă;
— determinarea valorii penetrației;
— determinarea acidității;
— determinarea compoziției cenușii.

Ca o primă verificare se impune să se observe ca unsoarea să nu fie alterată, să nu conțină corpuri străine, să nu fie stratificată, să aibă aciditate scăzută.

Uleiurile folosite pentru ungerea mașinilor se pot clasifica după proveniența lor, în:

— uleiuri minerale obișnuite neparafinoase;
— uleiuri minerale superioare parafinoase;
— uleiuri din lignit superior;
— uleiuri din huilă;
— uleiurile vegetale (de rapiță, de ricină, de bumbac);
— uleiuri animale (de balenă, de focă);
— uleiuri minerale sintetice;
— uleiuri din rășină;
— uleiuri emulsionabile.

Caracteristicile uleiurilor trebuie să satisfacă condițiile de funcționare ale mașinilor; este important să se cunoască următoarele caracteristici:

— punctul de congelare, adică temperatura la care uleiurile încep să fie atît de vîscoase, încît nu mai curg;

— punctul de inflamabilitate, adică temperatura la care uleiul se aprinde și arde;

— viscozitatea, adică timpul în care se scurge o anumită cantitate de ulei, la 50 sau 100 °C, într-un aparat special;

— greutatea specifică;
— culoarea uleiului.

Scanned with OKEN Scanner

La uleiuri interesează de asemenea stabilitatea chimică, conținutul în apă, acizi, cenușă, grăsimi libere etc. Toate aceste caracteristici sînt stabilite în standarde și trebuie respectate.

16.2. Dispozitive de ungere

Pentru a realiza ungerea este necesar să se prevadă un dispozitiv de ungere corespunzător. Dispozitivele de ungere existente sînt foarte variate ca principiu și soluții constructive; ele pot fi grupate după lubrifianții folosiți.

Pentru ungerea cu ulei se folosesc următoarele tipuri de dispozitive:

— dispozitive de ungere cu ungătoare metalice cu fitil;
— dispozitive de ungere cu perniță;
— dispozitive de ungere prin picurare;
— dispozitive de ungere cu inele;
— dispozitive de ungere bazate pe efectul forței centrifuge;
— dispozitive de ungere prin barbotaj;
— dispozitive de ungere prin scurgere;
— dispozitive de ungere cu pompe simple;
— dispozitive de ungere cu pompe centrale.

Pentru unsori consistente se folosesc de obicei:

— ungătoare cu pîlnie;
— ,, prin forță centrifugă;
— ,, prin presiune prin arc;
— ,, cu pîlnie și arc;
— ,, cu pernă de aer;
— ,, cu bilă;
— ,, centrale;
— ,, cu arc cu dispozitiv de uniformizare a presiunii.

16.3. Dispozitivele de ungere cu ulei

Dispozitivul de ungere cu ungător metalic cu fitil (fig. 324) se folosește pentru o ungere continuă și prezintă avantajul că realizează o filtrare bună a impurităților din ulei și poate fi reglat prin alegerea corespunzătoare a fitilului; fitilul se confecționează din fire de bumbac sau lînă, fără noduri uscate.

Scanned with OKEN Scanner

Prezintă în acelaşi timp dezavantajele că reglarea debitului este limitată şi relativ greoaie, iar debitul nu este constant, deoarece depinde de nivelul uleiului din rezervor; de asemenea, fitilele se degradează şi se îmbîcsesc destul de repede.

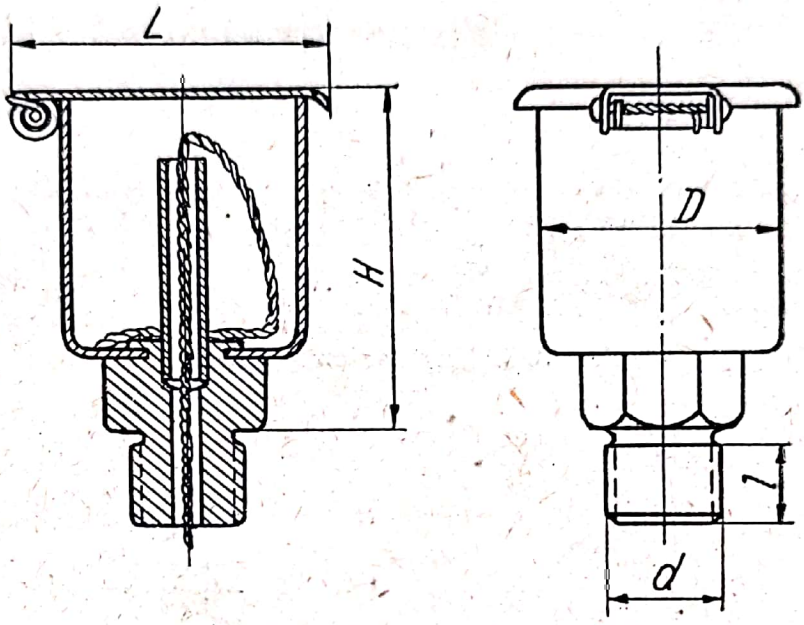


Fig. 324. Ungător metalic cu fitil.

Unul din capetele fitilului se află în rezervorul de ulei, iar celălalt capăt se introduce în ţeava de ungere. Uleiul absorbit de fitil se scurge în baza efectului de capilaritate, de la rezervor la locul de ungere.

Uleiul trebuie filtrat înainte de a fi introdus în rezervor, pentru a evita îmbîcsirea fitilului. Distanţa de la fusul arborelui pînă la capătul fitilului din ţeava de ungere este de aproximativ 8 mm.

Debitul de ulei depinde de viscozitatea uleiului, de calitatea fitilului, de grosimea lui şi de nivelul uleiului din rezervor. Firele subţiri ale fitilului urmează ridicarea uleiului, iar firele groase micşorează efectul de capilaritate. Cu cît fitilul este mai răsucit, cu atît debitul de ulei este mai mic.

Dimensiunile şi capacitatea ungătoarelor cu fitil sînt date în STAS 794-49.

Dispozitivul de ungere cu ungătoare cu perniţă indicat în figura 325 se foloseşte de asemenea pentru o ungere continuă. Perniţa (*1*) se îmbibă cu ulei provenit din baia de ulei, prin intermediul fitilelor (*2*). Prezintă avantajul că ungerea se face pe o suprafaţă mare şi nu pierde ulei în timpul staţionării.

Dispozitivul de ungere prin picurare, indicat în figura 326, se foloseşte la maşinile la care intervin opriri dese în funcţionare şi la presiuni specifice mici în suprafeţele în contact.

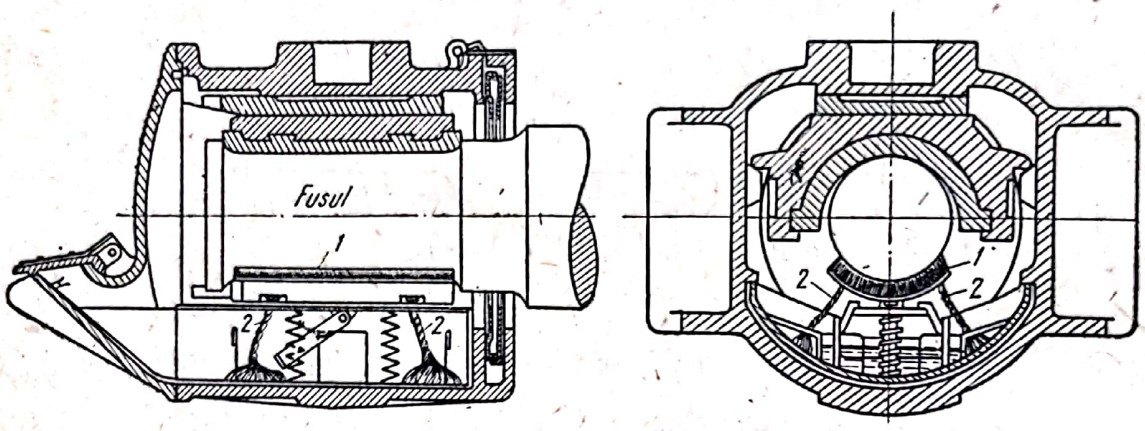


Fig. 325. Ungător cu perniţă.

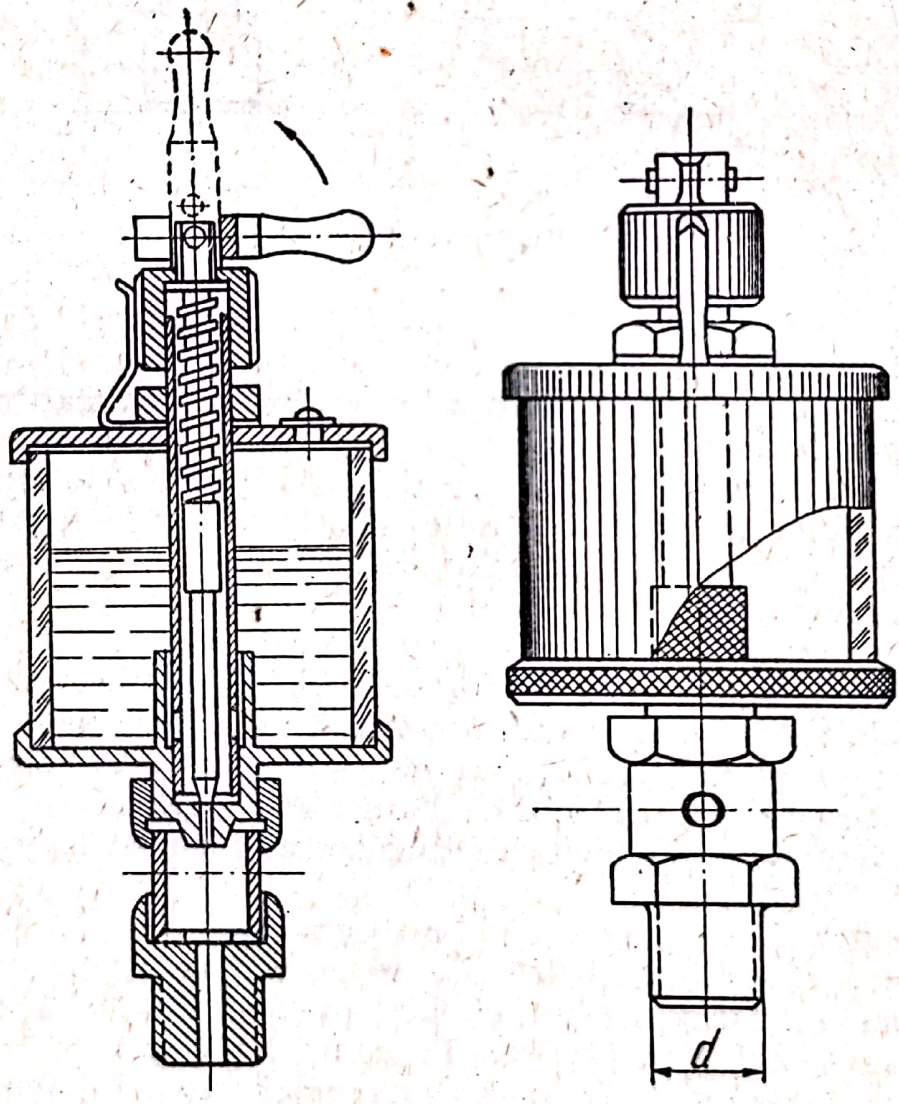


Fig. 326. Dispozitiv de ungere prin picurare.

Scanned with OKEN Scanner

Debitul uleiului se reglează cu ajutorul unei supape cu ac. Pentru o bună funcţionare, trebuie avut mereu în vedere ca cel puţin o treime din înălţimea rezervorului să fie plină cu ulei.

Deoarece în timpul funcţionării există pericolul de înfundare a orificiului pentru ulei, se preconizează o filtrare atentă

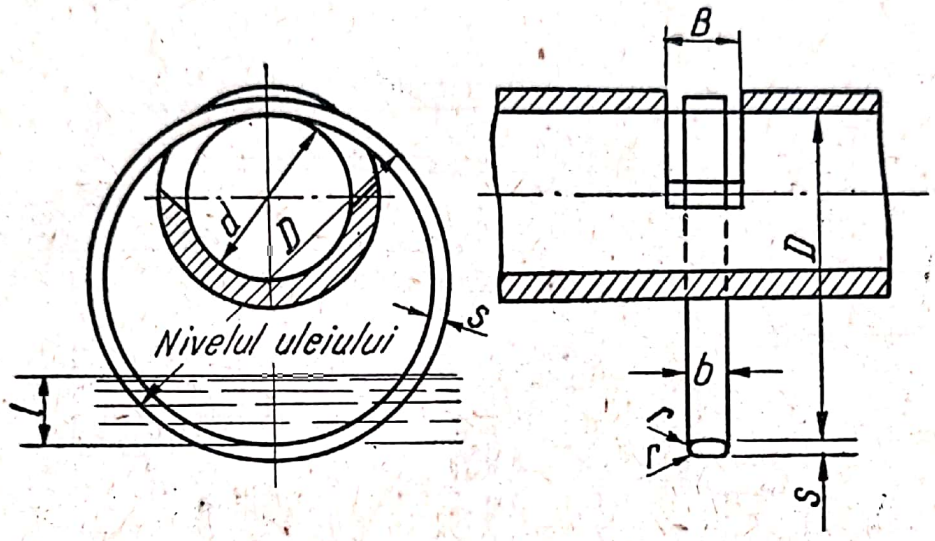


Fig. 327. Dispozitiv de ungere cu inele.

a uleiului introdus în rezervor, precum şi o spălare periodică a ungătorului în petrol.

Dimensiunile acestor dispozitive sînt normalizate în funcţie de capacitatea în cm³ de ulei.

Ungerea cu inele este indicată în figura 327 şi este folosită în special la lagărele de alunecare. Dispozitivul este astfel prevăzut că un inel este introdus într-o fantă realizată în cuzinetul superior şi se sprijină pe fus, astfel că partea de jos a inelului este scufundată într-o baie de ulei şi, prin rostogolirea inelului pe fus, uleiul este transportat pe fus.

Dimensiunile inelelor de ungere, precum şi adîncimea de scufundare a lor în ulei sînt standardizate.

Adîncimea de înfundare t a inelelor se ia în funcţie de diametrul D al inelului:

pentru: $D = 25 \div 40$ $t = \frac{D}{4}$;

$D = 45 \div 60$ $t = \frac{D}{5}$;

$D > 65$ $t = \frac{D}{6}$;

Ungerea cu inele se poate folosi numai pentru poziția orizontală a arborilor și numai la mașinile staționare. Temperatura normală a lagărului în timpul funcționării nu trebuie să depășească 15—20°.

Ungerea bazată pe efectul forței centrifuge este folosită în cazul turațiilor mari (3 000 ÷ 15 000 rot/min) și se întîlnește mai

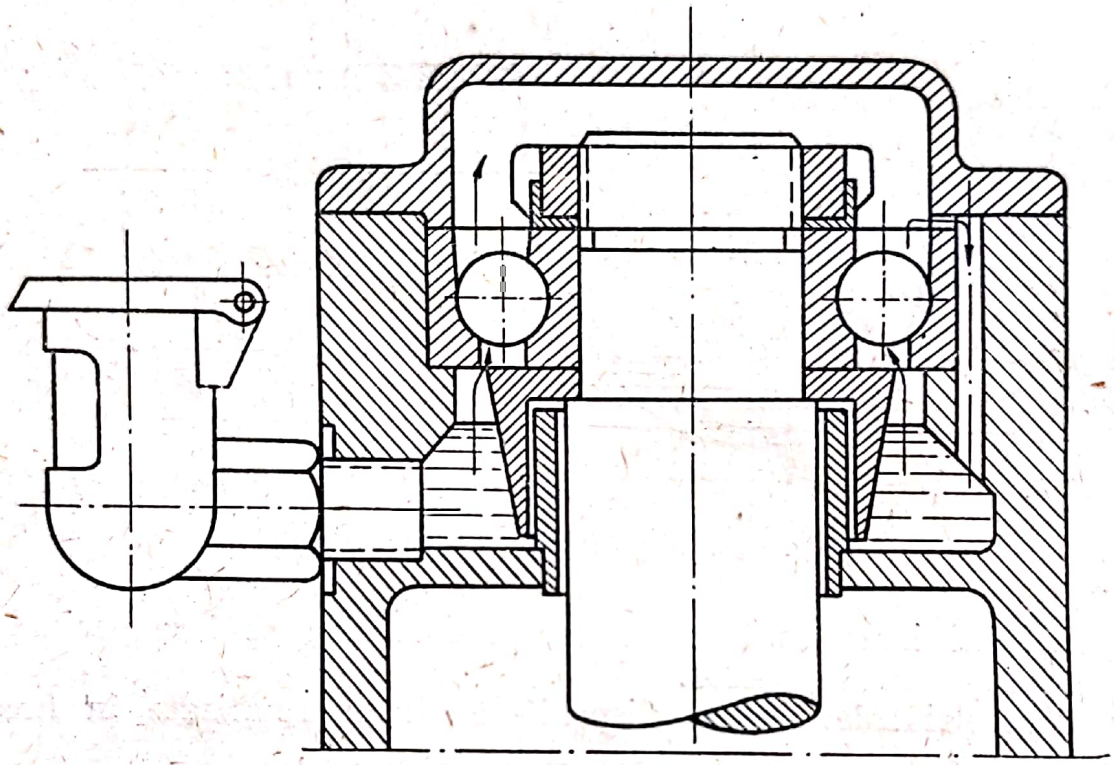


Fig. 328. Dispozitiv de ungere bazat pe efectul forței centrifuge.

ales la rulmenți. Un exemplu este indicat în figura 328. În acest caz, forța centrifugă face ca uleiul să se ridice pe suprafața conică a unui manșon și să ajungă la locul de ungere.

Ungerea cu acest sistem se face neîntrerupt și realizează în același timp și răcirea elementelor componente ale rulmentului.

Dispozitivele de ungere prin barbotaj se întîlnesc curent la motoarele cu ardere internă și la mecanismele închise ale mașinilor-unelte, în special la strunguri. Ungerea prin barbotaj se realizează prin cufundarea parțială în uleiul aflat într-un bazin de ulei a unor piese aflate în mișcare, care antrenează astfel uleiul și îl transmit celorlalte piese care trebuie unse. Sistemul de ungere prin barbotaj se recomandă numai la vi-

Scanned with OKEN Scanner

teze mici sau medii. Astfel, în cazul roţilor dinţate cufundate în ulei, se recomandă viteze periferice sub 12 ÷ 14 m/s, deoarece la viteze mari se produce tulburarea uleiului şi totodată antrenarea reziduurilor ce se află în bazinul de ulei.

În cazul ungerii prin barbotaj, trebuie controlat permanent nivelul necesar al uleiului în bazin. În figura 329 este indicată ungerea prin barbotaj în cazul unei cutii de viteză.

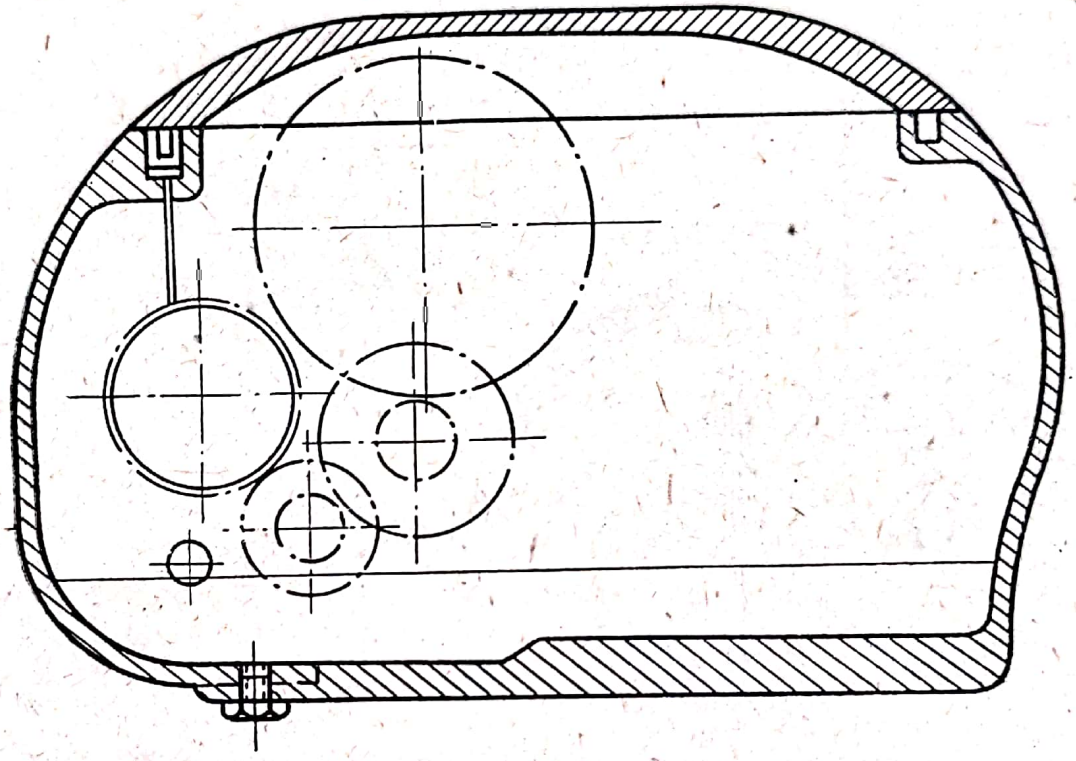


Fig. 329. Ungerea prin barbotaj.

Dispozitivele de ungere prin scurgere se recomandă la mecanismele închise şi etanşate şi se compun dintr-un rezervor de ulei alimentat continuu cu ulei şi un sistem de ţevi care conduce uleiul la suprafeţele ce trebuie unse. În figura 330 este indicat un astfel de sistem.

Dispozitivele de ungere cu pompe simple de ulei. În cazul motoarelor, al maşinilor de lucru mari, care necesită o ungere continuă şi o introducere a uleiului în suprafeţele respective sub presiune, se folosesc pompe simple de ulei. Cu ajutorul acestor pompe, uleiul este împins la locul de ungere şi apoi aspirat înapoi în rezervorul pompei astfel că uleiul este folosit de mai multe ori pentru ungere, pînă la o degradare permisă a uleiului.

Br. 2—55

Scanned with OKEN Scanner

Pompele uzuale folosite pentru ungere prezintă foarte multe variante constructive. În general, se deosebesc trei tipuri de pompe simple:

— pompe cu piston;

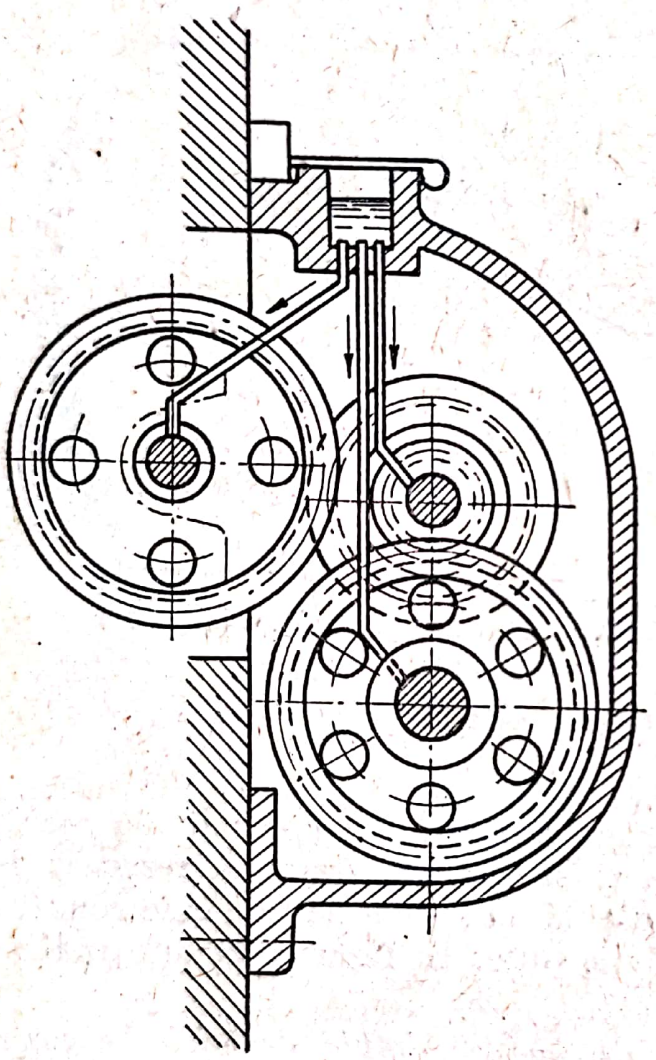


Fig. 330. Dispozitiv de ungere prin scurgere.

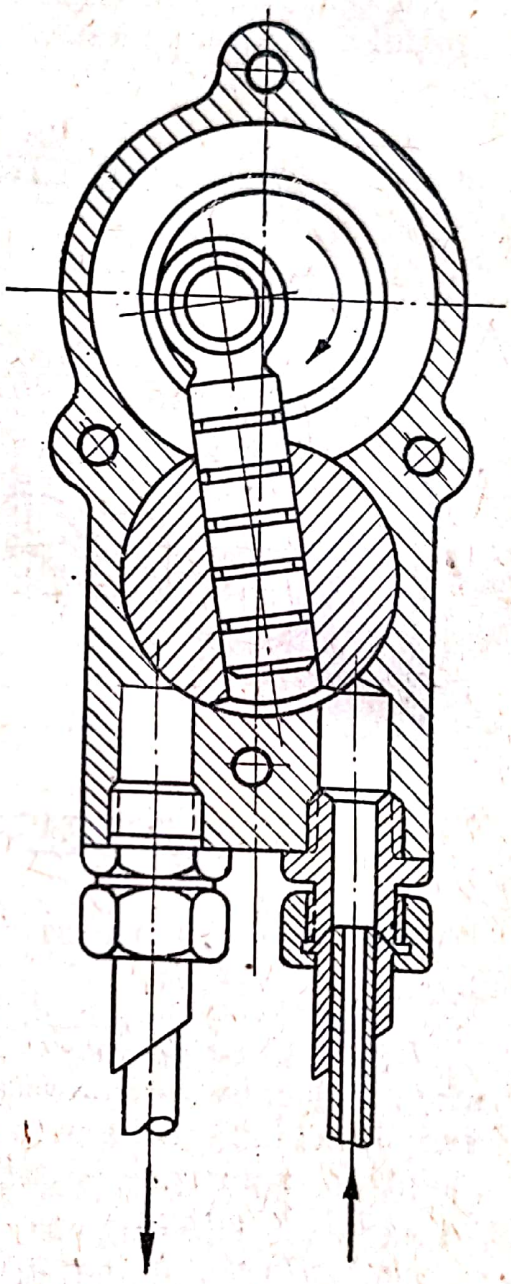


Fig. 331. Pompă de ulei.

— pompe cu palete rotative;

— pompe cu angrenaje.

Pompa cu piston este indicată pentru debite mici și presiuni mari, pînă la 50 kgf/cm².

Scanned with OKEN Scanner

Debitul pompei cu piston este dat de formula:

$$Q = \frac{\pi d^2}{10^6 \cdot 4} S \cdot n \eta,$$

în care:

d este diametrul pistonului;
S — cursa pistonului;
n — turaţia arborelui, în rot/min;
η — randamentul volumetric, care se ia aproximativ 0,90.

La pompele cu piston se admite o turaţie maximă a arborelui de 800 rot/min. În figura 331 este indicată o astfel de pompă.

Pompa cu palete rotative se compune dintr-un stator şi un rotor prevăzut cu două palete, care sînt împinse către exterior de un arc. În figura 332 este indicată o astfel de pompă.

Debitul pompei este dat de relaţia:

$$Q = \frac{2\pi}{10^6} \cdot B \cdot D \cdot e \cdot n \cdot \eta \quad [l/\text{min}],$$

în care:

D este diametrul statorului, în mm;
B — lăţimea paletei, în mm;
e — excentricitatea, în mm;
n — turaţia, în rot/min;
η — randamentul volumetric, care se ia de regulă $0{,}6 \div 0{,}8$.

Pompa cu palete rotative prezintă dezavantajul că se uzează repede.

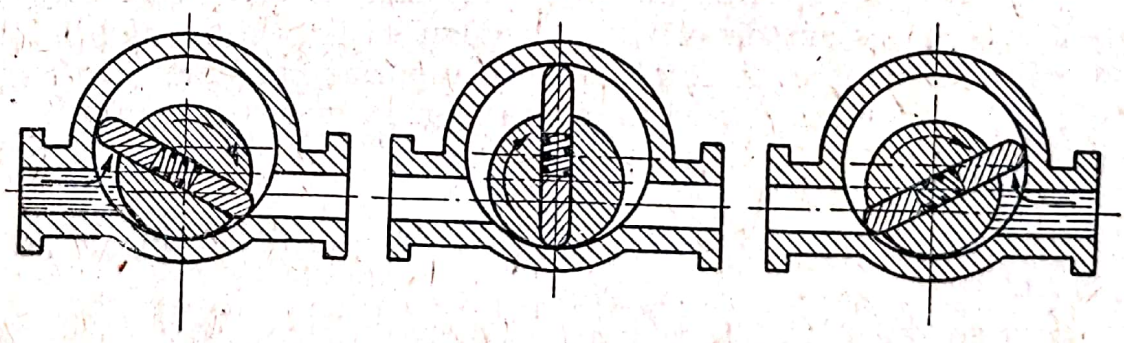


Fig. 332. Pompă cu palete rotative.

Pompa cu angrenaj, indicată în figura 333, este prevăzută cu roţi dinţate cu dinţi drepţi. Pompele cu angrenaje se montează sub nivelul rezervorului de ulei, pentru a evita pătrunderea aerului în interiorul pompei.

Scanned with OKEN Scanner

Debitul pompei cu angrenaj se calculează cu ajutorul relaţiei:

$$Q = \frac{36}{10^6} l \cdot n(R_e^2 - R_i^2)\,\eta\,[l/\text{min}],$$

în care:

l este lungimea dintelui;

R_e — raza exterioară a dinţilor;

R_i — raza interioară a dinţilor;

n — turaţia, în rot/min;

η — randamentul volumetric, care se ia $0{,}85 \div 0{,}75$.

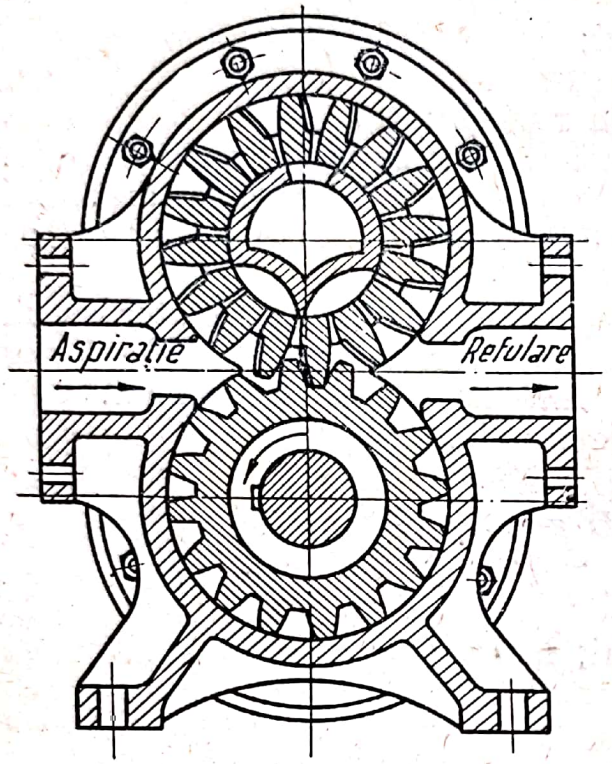


Fig. 333. Pompă cu angrenaj.

Dispozitive de ungere centralizate. Sistemul de ungere centralizat se foloseşte în cazul maşinilor sau instalaţiilor mari complexe, la care trebuie asigurată ungerea în diferite locuri şi la presiuni şi debite diferite.

Dispozitivul de ungere se realizează printr-o instalaţie complexă compusă dintr-o pompă de ulei specială, un rezervor de ulei, filtru pentru filtrarea uleiului, un sistem de răcire a uleiului, un sistem de conducte pentru distribuirea uleiului la locurile de ungere şi reîntoarcerea uleiului, precum şi un număr de manometre şi termometre pentru verificarea presiunii şi a temperaturii uleiului. În figura 334 este arătată schema de principiu a unei astfel de instalaţii.

Funcţionarea unui astfel de sistem rezultă din această schemă.

Pompa de mînă *1*, serveşte pentru umplerea cu ulei a tuturor conductelor, înainte de pornirea instalaţiei. La pornirea maşinii, arborele acesteia pune în mişcare pompa de ulei centrală *2*, care împinge uleiul prin filtrul *3*, răcitorul *4*, la locurile de ungere ale maşinii *5*. Întoarcerea uleiului în rezervorul *6*, este asigurată prin conductele *7*. Verificarea temperaturii se face cu termometrul *8*, iar a presiunii cu manometrul *9*.

Scanned with OKEN Scanner

În instalaţiile existente în industrie, se întîlnesc foarte multe variante constructive ale dispozitivelor de ungere.

Dispozitive pentru ungere cu unsoare consistentă. Ungătorul cu pîlnie este indicat în figura 335 şi se compune dintr-o pîlnie şi un capac. Aceste ungătoare sînt standardizate (STAS 748-49).

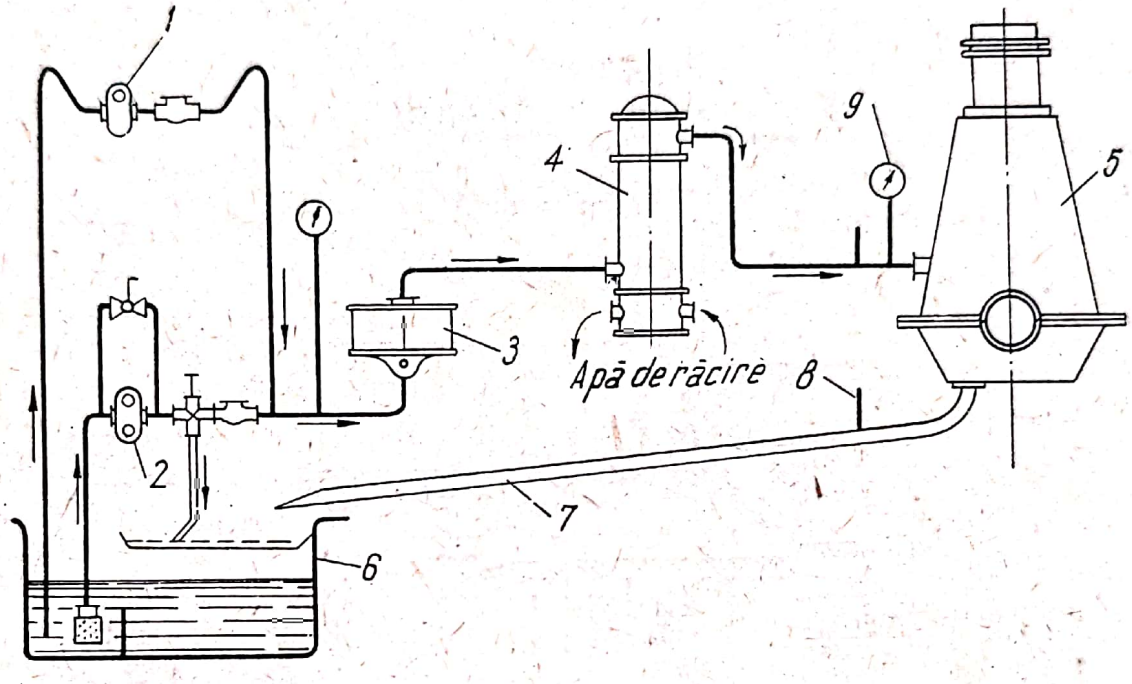


Fig. 334. Schema unei instalaţii de ungere.

Pentru împingerea unsorii consistente, se reglează presiunea capacului asupra unsorii din pîlnie prin înşurubarea cu mîna a capacului în mod corespunzător.

Se foloseşte acest sistem pentru viteze periferice ale fusului mici, maximum $3 \div 4$ m/s.

Ungătorul prin forţă centrifugă indicat în figura 336 se compune din corpul cilindric al ungătorului, în interiorul căruia se află un piston, prevăzut în loc de tijă cu o ţeavă centrală. Ungătorul se roteşte o dată cu piesa aflată în rotaţie, iar pistonul se deplasează datorită forţei centrifuge către exterior, împingînd asupra unsorii, care este astfel obligată să treacă prin ţeava centrală, spre locul de ungere.

Ungătorul cu arc este foarte des utilizat în două variante:

— ungătorul cu arc obişnuit (fig. 337);

— ungătorul cu arc pentru uniformizarea presiunii (fig. 338).

Scanned with OKEN Scanner

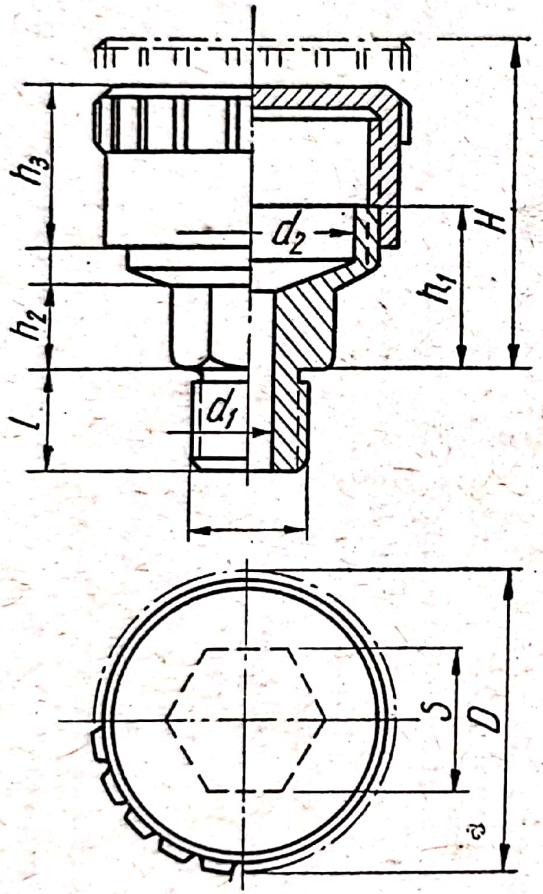


Fig. 335. Ungătorul cu pîlnie pentru unsoare consistentă.

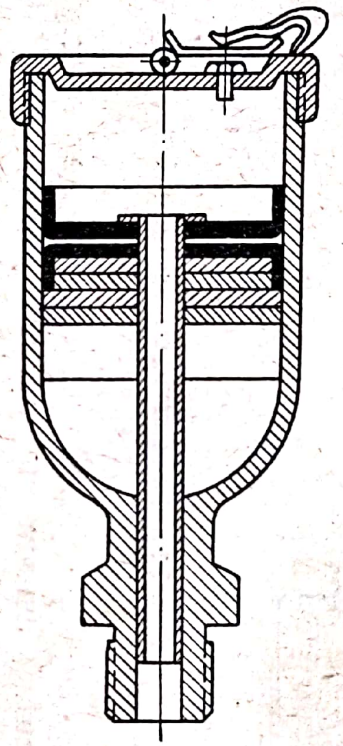


Fig. 336. Ungătorul prin forță centrifugă.

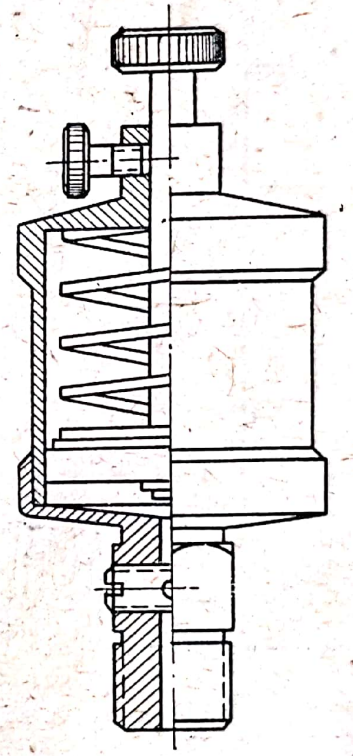


Fig. 337. Ungătorul cu arc obișnuit.

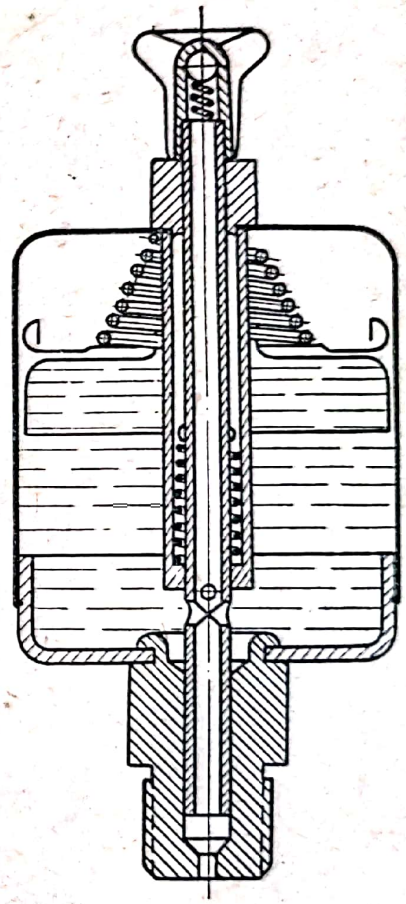


Fig. 338. Ungătorul cu arc pentru uniformizarea presiunii.

Scanned with OKEN Scanner

În ambele cazuri, unsoarea este presată de către arc către orificiul de distribuire. În cazul dispozitivului cu uniformizarea presiunii, acţiunea arcului este frînată de frecarea dintre cutia ungătorului şi membrana aflată pe piston.

Ungătorul cu pernă de aer (fig. 339) funcţionează în mod asemănător cu cel cu arc, acţiunea acestuia fiind înlocuită prin acţiunea unei perne de aer comprimat, ce se realizează prin înşurubarea capacului.

Ungătoarele cu bilă, indicate în figura 340, servesc în general ca niplu de închidere automată pentru locurile de depozitare a unsorii, în cazul unei ungeri de durată. Unsoarea se introduce cu ajutorul unei pompe de mînă.

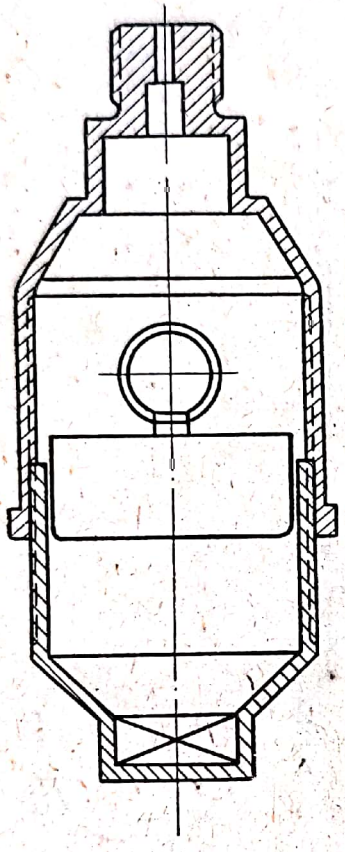


Fig. 339. Ungătorul cu pernă de aer.

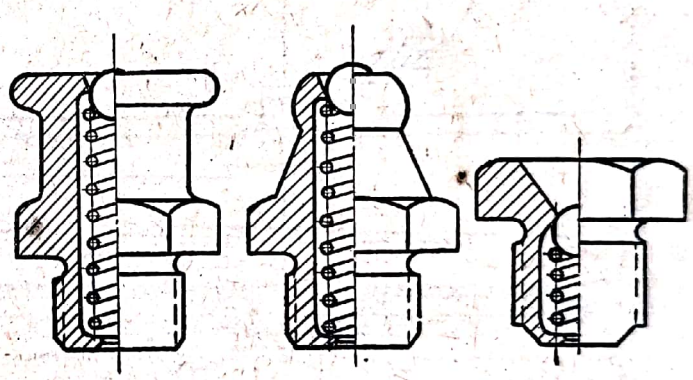


Fig. 340. Ungătoare cu bilă.

Ungerea centralizată cu unsoare consistentă. În figura 341 este dată schiţa unui ungător central pentru unsori consistente.

Aceste centrale de ungere pentru unsori consistente realizează o deservire automată a mai multor locuri de ungere şi protejarea superioară a unsorii, de praf.

Centrala de ungere se compune din:

— rezervor pentru unsoare;
— ungătoare automate;
— filtre;
— aparate de control;
— conducte şi fitinguri pentru distribuţia unsorii la locurile de ungere.

Scanned with OKEN Scanner

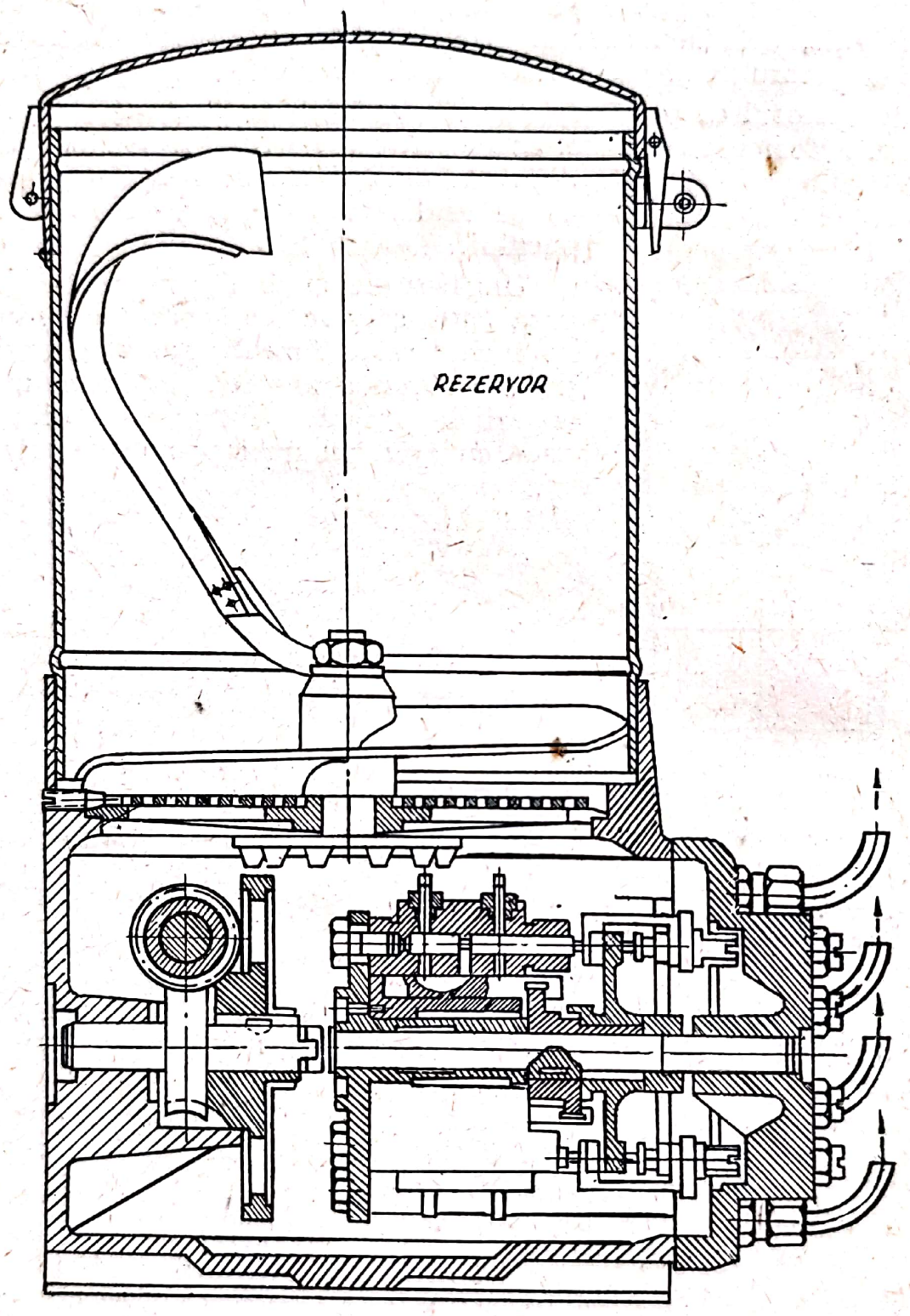


Fig. 341. Schița unui dispozitiv de ungere central.

Scanned with OKEN Scanner

16.4. Întreţinerea organelor de maşini

Durata de funcţionare a unei maşini este mai mare dacă maşina este bine concepută, bine calculată, bine construită din punct de vedere tehnologic şi bine întreţinută. O maşină aflată în exploatare, oricîte calităţi ar avea, se degradează şi iese din funcţiune foarte repede dacă nu este bine întreţinută.

O bună întreţinere a maşinii, şi deci a pieselor ce o compun, nu se poate realiza decît respectînd prescripţiile de funcţionare, de ungere, de întreţinere şi de reparaţie.

Orice maşină nouă este prevăzută cu o carte tehnică, în care se dau prescripţii precise asupra modului de îngrijire, întreţinere şi mai ales indicaţii asupra reviziilor şi reparaţiilor periodice ce se fac.

Toate aceste prescripţii trebuie respectate întocmai, pentru a păstra în bună stare utilajul şi maşinile respective.

Scanned with OKEN Scanner

BIBLIOGRAFIE

1. Gh. Manea şi colaboratorii: *Organe de maşini* ,Bucureşti, Ed. tehnică, vol. I, 1956; vol. II, 1958.
2. Gh. Buzdugan: *Rezistenţa materialelor*, Ed. tehnică.
3. N. M. Beleaev: *Rezistenţa materialelor*, vol. I, II, Ed. tehnică, 1956 (trad. din l. rusă).
4. E. Botez: *Angrenaje*, Bucureşti, Ed. tehnică 1953.
5. V. A. Dobrovolski: *Detalii maşini*, Kiev, Gostehizdat, 1954.
6. V. Gheleşel, Boiangiu D., Mustafa M. şi Vasilescu Gh.: *Culegere de probleme de organe de maşini*, Bucureşti, Ed. tehnică, 1958.
7. M. Sorian, Sălăgeanu A. şi Boiangiu D.: *Mecanica tehnică*, vol. II, Ed. tehnică, 1959.
8. M. I. Pavlov: *Detalii maşinî*, Moscova, Maşghiz, 1954.
9. I. N. Veselovski: *Mecanica şi rezistenţa materialelor*, Bucureşti, Ed. tehnică, 1950 (trad. din l. rusă).
10. I. V. Kudriavţev şi A. V. Riabcenko: *Metode pentru mărirea rezistenţei superficiale a organelor de maşini*, Bucureşti, Ed. tehnică, 1959, (trad. din l. rusă).
11. H. Jungnickel şi H. Wippenhohn: *Mase plastice de policlorură de vinil pentru industrie*, Bucureşti, I.D.T. 1957.
12. V. L. Zinoviev, N. A. Prişedco şi S. A. Bilonip: *Detalii maşinî*, Moscova, Maşghiz, 1960.
13. Gh. Buzdugan, C. Mitescu, R. Voinea, S. Calmanovici, M. Blumenfeld: *Culegere de probleme de rezistenţa materialelor*, Bucureşti, Ed. tehnică, 1958.
14. C. Severineanu; *Curs de organe de maşini*, litografiat la Institutul de căi ferate.
15. Boiangiu D., Săveanu L., Constantinescu C.: *Arcuri*, Bucureşti, Ed. tehnică, 1959.

Scanned with OKEN Scanner

TABLA DE MATERII

Introducere 3

Partea I

REZISTENŢA MATERIALELOR

1. **Introducere în rezistenţa materialelor** 7
1.1. Obiectul şi problemele fundamentale ale rezistenţei materialelor 7
1.2. Clasificarea forţelor care acţionează asupra elementelor de maşini sau de construcţii 10
1.3. Noţiuni generale despre proprietăţile mecanice ale materialelor folosite în construcţia de maşini 13
1.4. Schema de principiu de lucru în rezolvarea problemelor de rezistenţă 16
1.5. Ipoteze de bază în studiul rezistenţei materialelor 17
1.6. Tipurile de solicitări 19
2. **Întinderea şi compresiunea** 21
2.1. Consideraţii generale asupra comportării materialelor 21
2.1.1. Definirea şi caracterizarea solicitării 21
2.1.2. Curba caracteristică a materialelor la întindere 25
2.1.3. Diagrama reală a întinderii 34
2.1.4. Curbele caracteristice ale materialelor uzuale 36
2.1.5. Contracţia transversală. Coeficientul lui Poisson 38
2.2. Dimensionarea şi verificarea pieselor solicitate la întindere sau compresiune 39
2.2.1. Dimensionarea 39
2.2.2. Verificarea 40
2.2.3. Deformaţia barelor supuse la întindere sau compresiune . . . 40
2.2.4. Eforturi unitare şi deformaţii, ţinînd seama de greutatea proprie 41
2.3. Energia de deformaţie la întindere simplă 42
2.4. Probleme static nedeterminate 46
2.4.1. Definirea şi caracterizarea problemelor static nedeterminate . . 46

Scanned with OKEN Scanner

2.4.2. Solicitări la întindere sau compresiune din cauza inexactităţilor de execuţie 52
2.4.3. Solicitarea la întindere sau compresiune produsă de variaţia temperaturii 54
2.4.4. Cazul influenţei simultane a mai multor factori 56
2.5. Starea de eforturi compusă 60
2.5.1. Eforturile unitare din secţiunile oblice, în cazul întinderii sau compresiunii axiale 60
2.5.2. Starea de eforturi compusă, spaţială. Legea lui Hooke generalizată 62
2.6. Eforturi unitare de contact 66
2.7. Strivirea 68

3. **Forfecarea** 71
3.1. Definirea şi caracterizarea solicitării 71
3.1.1. Eforturi unitare tangenţiale şi repartizarea lor 72
3.1.2. Deformaţia în cazul forfecării 73
3.1.3. Legea lui Hooke aplicată în cazul forfecării 74
3.2. Formule de calcul pentru dimensionarea şi verificarea pieselor solicitate la forfecare 79
3.3. Aplicaţii ale rezistenţei de forfecare în cazul îmbinărilor . . . 80
3.3.1. Calculul îmbinărilor de lemn 81
3.3.2. Calculul îmbinărilor sudate 82

4. **Încovoierea** 87
4.1. Consideraţii generale 87
4.1.1. Explicarea fenomenului de încovoiere. Aspectul general al deformaţiei. Stratul neutru. Axa neutră 87
4.1.2. Noţiuni generale caracteristice solicitării la încovoiere. Forţa tăietoare, moment încovoietor 89
4.2. Momente de inerţie, module de rezistenţă, relaţia dintre efortul unitar normal şi momentul încovoietor 96
4.2.1. Relaţii generale 96
4.2.2. Variaţia momentului de inerţie faţă de axe paralele 101
4.2.3. Variaţia momentelor de inerţie cu rotirea axei 105
4.2.4. Axe de inerţie principale şi momente de inerţie principale . . 107
4.3. Generalizarea formulei de calcul pentru eforturile unitare normale 108
4.4. Deformaţiile elastice ale pieselor supuse la încovoiere 109
4.5. Calculul eforturilor unitare tangenţiale la grinzile supuse la încovoiere 117
4.6. Probleme de încovoiere static nedeterminate 122
4.6.1. Metoda comparării deformaţiilor 122
4.6.2. Ecuaţia celor trei momente 124

5. **Răsucirea** 130
5.1. Consideraţii generale 130

Scanned with OKEN Scanner

5.1.1. Explicarea fenomenului de răsucire 130
5.1.2. Noţiuni caracteristice solicitării de răsucire. Modul de rezistenţă polar, momentul de inerţie polar, deformaţiile de răsucire, eforturi unitare tangenţiale la răsucire. Relaţiile de bază dintre aceste mărimi 132
5.2. Momente de inerţie polare şi module de rezistenţă polare pentru secţiuni diferite, folosite curent în calcule de răsucire 136
5.3. Indicaţii pentru dimensionarea şi verificarea pieselor solicitate la răsucire 137
6. **Flambajul** 139
6.1. Consideraţii generale 139
6.1.1. Explicarea fenomenului de flambaj 139
6.1.2. Noţiuni şi relaţii caracteristice flambajului 141
6.2. Indicaţii pentru dimensionarea şi verificarea pieselor la flambaj 145
6.2.1. Calculul de dimensionare 145
6.2.2. Calculul de verificare 145
6.2.3. Metoda de calcul la flambaj bazată pe coeficientul φ 146
7. **Solicitări compuse** 149
7.1. Încovoierea oblică 150
7.2. Solicitarea la încovoiere şi întindere sau la încovoiere şi compresiune 151
7.2.1. Sîmburele central 154
7.3. Solicitarea la încovoiere şi răsucire simultană 158
8. **Solicitări dinamice** 161
8.1. Solicitări dinamice în cazul pieselor ce au mişcare 162
8.2. Solicitări dinamice prin şoc 164
8.2.1. Solicitarea prin şoc cu o forţă axială (întindere sau compresiune) 165
9. **Încercări mecanice ale materialelor** 167
9.1. Consideraţii generale 167
9.1.1. Noţiuni asupra încercărilor statice ale materialelor. Epruvete standardizate 169
9.1.2. Maşinile pentru încercări statice ale materialelor 171
9.1.3. Încercările de duritate a materialelor 172
9.1.4. Încercările materialelor la şoc 174
9.1.5. Încercările la oboseală 174

Partea a II-a

ORGANE DE MAŞINI

10. **Consideraţii generale** 175
10.1. Scurt istoric asupra studiului organelor de maşini 177
10.2. Obiectul studiului organelor de maşini 178

Scanned with OKEN Scanner

10.3. Standardizarea organelor de mașini 180
10.4. Noțiuni despre toleranțe și ajustaje 181
10.5. Coeficienții de siguranță și calculul de rezistență al organelor de mașini 186

11. **Organe de asamblare** 196
11.1. Organele asamblărilor nedemontabile 197
11.1.1. Niturile și nituirea 197
11.1.2. Asamblări sudate 212
11.1.3. Lipituri moi și tari 225
11.2. Organele asamblărilor demontabile 227
11.2.1. Pene. Definiții. Caracterizare. Clasificare 227
11.2.1.1. Penele transversale 227
11.2.1.2. Penele longitudinale 233
11.2.2. Îmbinări prin caneluri 240
11.2.3. Șuruburile. Definiții, caracterizare, clasificare, tehnologie . . . 243
11.2.3.1. Elementele componente constructive de la o îmbinare cu șuruburi 248
11.2.4. Asamblări prin strîngere 267
11.2.4.1. Asamblările prin strîngere la rece 267
11.2.4.2. Asamblările prin strîngere la cald 267
11.2.5. Asamblări cu brățară elastică de strîngere 272
11.3. Organele asamblărilor elastice (arcurile) 274
11.3.1. Arcuri cu foi 276
11.3.2. Arcuri elicoidale 281
11.3.3. Arcuri inelare 285
11.3.4. Arcuri-disc 287
11.3.5. Arcuri spirale 288
11.3.6. Arcuri-bare de torsiune 288
11.3.7. Arcuri speciale 289

12. **Organele mișcării de rotație** 295
12.1. Arbori și osii 295
12.2. Fusuri și pivoți 304
12.3. Lagăre 311
12.3.1. Lagărele de alunecare 212
12.3.2. Lagărele de rostogolire (rulmenții) 314
12.4. Cuplaje 329
12.4.1. Cuplaje fixe 329
12.4.2. Cuplaje mobile 333
12.4.3. Ambreiaje 339
12.4.4. Cuplaje de siguranță 349

13. **Organele transmisiilor mecanice** 355
13.1. Transmisia prin curele 356
13.1.1. Transmisii prin curele late 357
13.1.2. Transmisia prin curele trapezoidale 365

Scanned with OKEN Scanner

13.1.3. Roţile transmisiilor prin curele 366
13.2. Transmisia prin cablu 370
13.3. Transmisia prin lanţuri 372
13.3.1. Roţile pentru transmisiile prin cablu şi lanţ 376
13.4. Transmisia prin roţi de fricţiune 379
13.5. Transmisia prin roţi dinţate 387
13.5.1. Angrenajele cilindrice 394
13.5.2. Angrenaje cu cremalieră 406
13.5.3. Angrenaje elicoidale 408
13.5.4. Angrenajul melc şi roată melcată 409
13.5.5. Angrenaje conice 412

14. **Mecanisme pentru transformarea mişcării** 417

14.1. Mecanisme bielă-manivelă 417
14.2. Mecanisme cu manivelă şi culisă 432
14.3. Mecanisme pentru realizarea mişcărilor intermitente 434
14.3.1. Mecanisme cu clichet 435
14.3.2. Mecanisme cu came 436
14.3.3. Mecanismul cu cruce de Malta 438

15. **Organe pentru reţinerea, conducerea şi comanda circulaţiei fluidelor** 440

15.1. Organe pentru reţinerea fluidelor 441
15.2. Organe pentru transportul fluidelor şi anexele necesare asamblării 450
15.3. Organe pentru comanda circulaţiei fluidelor 457
15.3.1. Armături pentru conducte 459

16. **Ungerea organelor de maşini. Dispozitive de ungere. Întreţinerea organelor de maşini** 462

16.1. Lubrifianţi şi utilizarea lor 464
16.2. Dispozitive de ungere 466
16.3. Dispozitivele de ungere cu ulei 466
16.4. Întreţinerea organelor de maşini 479
Bibliografie 480

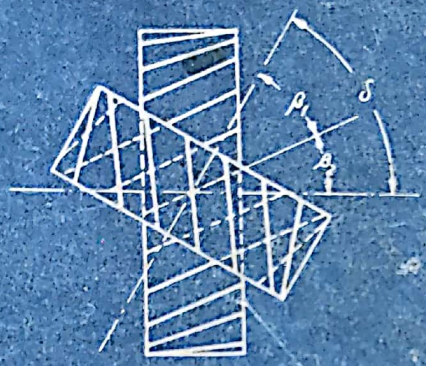
Scanned with OKEN Scanner

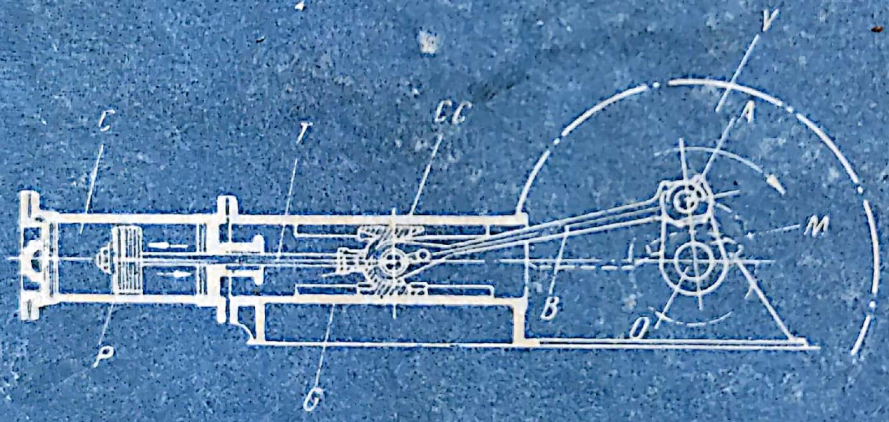
Redactor responsabil: Socolovschi Vlademir
Tehnoredactor: Bogdan Valentin

Dat la cules: 09. 10. 62. Bun de tipar: 23. 04. 63. Apărut: 1963. Tiraj: 3500+120 leg ½ pînză. Hîrtie: scris tip II a 63 g/m². 16/61×86. Coli editoriale: 26,171. Coli de tipar: 30,50. planșe: 3. A: 905. C.Z. pentru bibliotecile mari: 621.01(075.36). C.Z. pentru bibliotecile mici: 621.

Întreprinderea Poligrafică Cluj. Str. Brassai nr. 5—7
Comanda nr. 10.357/1963

Scanned with OKEN Scanner





Prețul cărții = 11,10 lei
Prețul legătoriei = 2,— lei
Total = 13,10 lei

Scanned with OKEN Scanner